

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:
DISEÑO Y SIMULACIÓN HIDRÁULICA PARA UNA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA CON UNA CAPACIDAD DE GENERACIÓN DE
16.8MW.

AUTORES:
EDWIN DANIEL MENA LEMA
SANTIAGO ALBERTO MENA LEMA

DIRECTOR:
ING. SALVATORE REINA

Quito, Marzo de 2015

**DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO
DEL TRABAJO DE TITULACIÓN**

Nosotros: Edwin Daniel Mena Lema y Santiago Alberto Mena Lema, autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además, declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Quito, marzo 2015

Edwin Daniel Mena Lema
C.I. 171837479-4

Santiago Alberto Mena Lema
C.I.172014046-4

DEDICATORIA

A nuestros padres, hermanos y familia, quienes con su infinito amor siempre nos han apoyado en todo el proceso de vida estudiantil.

Edwin Daniel Mena Lema

Santiago Alberto Mena Lema

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Politécnica Salesiana y su cuerpo docente, por todas las cátedras impartidas con tanto empeño y dedicación.

Edwin Daniel Mena Lema

Santiago Alberto Mena Lema

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
OBJETIVO GENERAL.....	4
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
HIPÓTESIS GENERAL	5
HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	5
CAPÍTULO I	6
MARCO TEÓRICO.....	6
1.1 Descripción del aprovechamiento de Palanda	6
1.2 Tipos de centrales hidroeléctricas	7
1.2.1 Según utilización del agua	7
1.2.1.1 Centrales de agua fluente	7
1.2.1.2 Centrales de agua embalsada.....	8
1.2.1.3 Centrales de bombeo	9
1.2.2 Según la altura del salto de agua o desnivel existente	9
1.2.2.1 Centrales de alta presión	9
1.2.2.2 Centrales de media presión	10
1.2.2.3 Centrales de baja presión.....	10
1.3 Criterios de diseño de una central	10
1.3.1 Estudio hidrológico.....	10
1.3.2 Caudal ecológico	11
1.3.3 Caudal.....	12
1.3.4 Salto hidráulico.....	13
1.4 Partes de una central hidroeléctrica	14
1.4.1 Tubería forzada.....	14
1.4.1.1 Tubería Forzada de Hormigón	14
1.4.1.2 Tubería Forzada de Acero	15
1.4.1.3 Tubería Forzada de Plástico reforzado con fibra de vidrio PRFV	15
1.4.1.4 Tubería Forzada de Poli cloruro de vinilo PVC	15

1.4.2 Chimenea de equilibrio.....	16
1.4.3 Válvulas para tuberías de Presión.....	17
1.4.3.1 Válvula de compuerta.....	17
1.4.3.2 Válvula de mariposa.....	17
1.4.4 Tipos de turbinas.....	18
1.4.4.1 Turbinas de Acción	19
1.4.4.2 Turbinas de Reacción	20
1.4.5 Rendimiento de las turbinas.....	21
1.4.5.1 Turbina Pelton	22
1.4.5.2 Turbina Michell Banki	22
1.4.5.3 Turbina Francis	23
1.4.5.4 Turbina Hélice, Kaplan y Semi Kaplan.....	23
1.4.6 Potencia de la central	24
1.4.7 Curvas de selección de turbinas hidráulicas	24
1.4.8 Generadores	25
1.4.8.1 Síncrono	25
1.4.8.2 Asíncrono	26
1.5 Efectos físicos en la Central hidroeléctrica.....	26
1.5.1 Diámetro estimado de tuberías	26
1.5.1.1 Tubería de conducción	27
1.5.1.2 Tubería de presión	28
1.5.2 Carga de presión	28
1.5.3 Número de Reynolds	29
1.5.4 Rugosidad relativa	29
1.5.5 Factor de fricción.....	30
1.5.6 Pérdidas de carga	31
1.5.7 Caída de presión	32
1.5.8 Cavitación.....	33
1.5.9 Espesor de tuberías	34
1.5.9.1 Cálculo de espesor tramo I y II	35
1.5.9.2 Factor de seguridad	37
1.5.9.3 Presión máxima permisible	37
1.5.10 Golpe de ariete.....	38

1.6	Simulador de fluidos CFD	40
1.7	Ventajas de las centrales hidroeléctricas.....	42
1.8	Inconvenientes de las centrales hidroeléctricas	42
2	CAPÍTULO II.....	43
2.1	Estudio hidrológico.....	43
2.1.1	Determinación de caudal de equipamiento.....	43
2.1.2	Determinación del caudal de diseño	45
2.2	Determinación de la altura bruta.....	46
2.3	Determinación del diámetro inicial de tuberías	47
2.3.1	Tubería de conducción.....	47
2.3.2	Tubería de Presión	48
2.4	Cálculo de pérdidas mayores	49
2.4.1	Pérdidas en la tubería de conducción.....	49
2.4.2	Pérdidas en la tubería de presión	53
2.4.3	Pérdidas en la tubería de ingreso a las turbinas	56
2.5	Cálculo de pérdidas menores	60
2.5.1	Ingreso	60
2.5.2	Codos	61
2.5.3	Reducción	62
2.5.4	Válvulas mariposa	63
2.5.5	Bifurcación tipo Y	64
2.6	Caída de presión máxima admisible	66
2.6.1	Caída de presión en el tramo I.....	66
2.6.2	Caída de presión en el tramo II.....	67
2.6.3	Caída de presión en el tramo III	68
2.7	Determinación de la altura neta	69
2.8	Potencia de la central	70
2.9	Cálculo de espesor de tuberías	71
2.9.1	Cálculo de espesor tramo I	71
2.9.2	Cálculo de espesor tramo II y III.....	74
2.9.3	Presión máxima admisible.....	77
2.10	Cálculo de chimenea de equilibrio.....	78
2.11	Cálculo de golpe de ariete.....	79

2.12	Selección de válvula mariposa	82
2.13	Selección de la turbina hidráulica	84
3	CAPÍTULO III	87
3.1	Construcción de elementos	87
3.1.1	Creación del tanque de presión.....	87
3.1.2	Creación de la tubería de conducción.....	87
3.1.3	Creación de la tubería de presión.....	88
3.1.4	Creación de bifurcación	89
3.1.5	Creación de turbina Francis	90
3.1.6	Creación del caracol	92
3.2	Parámetro para la simulación.....	94
3.3	Simulación de la tubería de conducción	102
3.4	Simulación de la tubería de presión	111
3.5	Simulación de la tubería de bifurcación.....	120
3.6	Simulación de la válvula mariposa	127
3.7	Simulación de la turbina Francis.....	135
4	CONCLUSIONES.....	151
5	RECOMENDACIONES	152
6	GLOSARIO	153
7	LISTA DE REFERENCIAS.....	158

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.1	Ubicación proyecto hidroeléctrico Palanda	6
Figura 1.1.3	Vista de planta del Proyecto	7
Figura 1.2.1	Central hidroeléctrica de pasada.....	8
Figura 1.2.2	Central hidroeléctrica de embalse.....	8
Figura 1.2.3	Central hidroeléctrica de bombeo	9
Figura 1.3.1	Esquema general de un salto de agua.	13
Figura 1.4.1	Imagen de la válvula de compuerta	17
Figura 1.4.2	Válvulas de mariposa.....	18
Figura 1.4.3	Turbina Pelton.	19
Figura 1.4.4	Turbina Pelton.	20

Figura 1.4.5 Turbina Michell Banki.....	21
Figura 1.4.6 Turbina Semi Kaplan y Kaplan.	21
Figura 1.4.7 Rendimiento turbina Pelton.	22
Figura 1.4.8 Rendimiento turbina Michell Banki.	23
Figura 1.4.9 Rendimiento turbina Francis.	23
Figura 1.4.10 Rendimiento turbinas Kaplan, Semi Kaplan, Hélice.	24
Figura 1.4.11 Curvas de selección de turbinas.....	25
Figura 1.5.1 Curva de selección de diámetros.	27
Figura 1.5.2 Altura de seguridad en tuberías.	27
Figura 1.5.3 Curvas de presión de vapor del agua.	33
Figura 1.5.4 Fenómeno de golpe de ariete.	40
Figura 1.6.1 Simulador CFD	41
Figura 2.1.1 Curva de duración de caudales	44
Figura 2.2.1 Niveles de altitud del fluido.....	46
Figura 2.3.1 Selección de diámetros	47
Figura 2.4.1 Tramo general de tuberías	49
Figura 2.4.2 Tubería de conducción.....	49
Figura 2.4.3 Tubería de presión.	53
Figura 2.4.4 Ingreso a las turbinas	56
Figura 2.5.1 Coeficiente de resistencia de entradas	60
Figura 2.5.2 Codos de tubería	61
Figura 2.5.3 Contracción gradual.....	62
Figura 2.5.4 Coeficiente de resistencia –contracción gradual con $\theta \geq 15^\circ$	63
Figura 2.5.5 Válvula mariposa	64
Figura 2.5.6 Coeficiente de resistencia	65
Figura 2.8.1 Rendimiento turbina Francis	70
Figura 2.12.1 Curvas límite de velocidad válvulas de mariposa VAG EKN.....	82
Figura 2.12.2 Válvula mariposa PN16.....	83
Figura 2.13.1 Curvas de selección de turbinas hidráulicas	84
Figura 2.13.2 Curva de velocidades de turbinas hidráulicas.....	85
Figura 2.13.3 Clasificación según el número específico de revoluciones (ns)	86
Figura 3.1.1 Inicio tubería de conducción.....	87
Figura 3.1.2 Solido de tubería de presión	88
Figura 3.1.3 Solido de reducción	88

Figura 3.1.4 Perfil de tubería de presión	89
Figura 3.1.5 Sólido de tubería de presión Elaborado	89
Figura 3.1.6 Sólido de bifurcación	90
Figura 3.1.7 Sólido de la carcasa del rodete	90
Figura 3.1.8 Sólido de la hélice	91
Figura 3.1.9 Creación de las hélices	91
Figura 3.1.10 Rodete Francis	91
Figura 3.1.11 Ingreso a la turbina	92
Figura 3.1.12 Perfiles del caracol	92
Figura 3.1.13 Solido del caracol	93
Figura 3.1.14 Acople para el rodete	93
Figura 3.1.15 Tubo de aspiración	94
Figura 3.2.1 Selección de carpeta de sólido	94
Figura 3.2.2 Creación del estudio de diseño	95
Figura 3.2.3 Pantalla del MS-Dos	95
Figura 3.2.4 Herramientas de geometría	96
Figura 3.2.5 Selección del área inicial	96
Figura 3.2.6 Selección del área final	96
Figura 3.2.7 Editor de metateria	97
Figura 3.2.8 Materiales	97
Figura 3.2.9 Tipo de fluido	98
Figura 3.2.10 Condiciones de borde	98
Figura 3.2.11 Selección de condiciones de borde	98
Figura 3.2.12 condiciones de borde al inicio	99
Figura 3.2.13 Condiciones de borde al final	99
Figura 3.2.14 Tamaño de malla	99
Figura 3.2.15 Edición de malla	100
Figura 3.2.16 Selección del tamaño de malla	100
Figura 3.2.17 Solucionar	100
Figura 3.2.18 Edición de iteraciones de corrida	101
Figura 3.2.19 Simulación en proceso	101
Figura 3.3.1 Sólido de la tubería de conducción	102
Figura 3.3.2 Perfil de velocidades de la tubería de conducción	103
Figura 3.3.3 Inicio de la tubería de conducción.	104

Figura 3.3.4 Fin de la tubería de conducción	104
Figura 3.3.5 Curva de velocidad en la tubería de conducción	105
Figura 3.3.6 Velocidad en X al inicio de tubería de conducción	106
Figura 3.3.7 Velocidad en X al final de tubería de conducción	106
Figura 3.3.8 Curva de velocidad en X	106
Figura 3.3.9 Velocidad en Y al inicio de la tubería de conducción	107
Figura 3.3.10 Velocidad en Y al fin de la tubería de conducción	107
Figura 3.3.11 Curva de velocidad en Y	108
Figura 3.3.12 Velocidad en Z al inicio de tubería de conducción	108
Figura 3.3.13 Velocidad en Z al inicio de tubería de conducción.....	109
Figura 3.3.14 Curva de velocidad en Z	109
Figura 3.3.15 Presión al inicio de la tubería de conducción.	110
Figura 3.3.16 Presión al final de la tubería de conducción	110
Figura 3.3.17 Curva de presiones en la tubería de conducción	111
Figura 3.4.1 Sólido de la tubería de presión	111
Figura 3.4.2 Perfil de velocidades de la tubería de presión	112
Figura 3.4.3 Inicio de la tubería de presión	113
Figura 3.4.4 Final de la tubería de presión	113
Figura 3.4.5 Curva de velocidad en la tubería de presión	114
Figura 3.4.6 Velocidad en X al inicio de tubería de presión	115
Figura 3.4.7 Velocidad en X al final de tubería de presión	115
Figura 3.4.8 Curva de velocidad en X de la tubería de presión	115
Figura 3.4.9 Velocidad en Y al inicio de tubería de presión	116
Figura 3.4.10 Velocidad en Y al final de tubería de presión	116
Figura 3.4.11 Curva de velocidad en la tubería de presión	117
Figura 3.4.12 Velocidad en Z al inicio de tubería de presión	117
Figura 3.4.13 Velocidad en Z al final de tubería de presión	118
Figura 3.4.14 Curva de velocidad en la tubería de presión	118
Figura 3.4.15 Presión al inicio de la tubería de presión	119
Figura 3.4.16 Presión al final de la tubería de presión	119
Figura 3.4.17 Curva de presiones en la tubería de presión	120
Figura 3.5.1 Sólido de la bifurcación	120
Figura 3.5.2 Perfil de velocidades en la bifurcación.....	121
Figura 3.5.3 Bifurcación en Y	122

Figura 3.5.4 Curva velocidad al ingreso de la bifurcación	122
Figura 3.5.5 Velocidad en X de la bifurcación	123
Figura 3.5.6 Curva de velocidad en X de la bifurcación	124
Figura 3.5.7 Velocidad en Y de la bifurcación	124
Figura 3.5.8 Curva de velocidad en Y de la bifurcación	125
Figura 3.5.9 Velocidad en Z de la bifurcación	125
Figura 3.5.10 Curva de velocidad en Z de la bifurcación	126
Figura 3.5.11 Presiones en la bifurcación	126
Figura 3.5.12 Curva de presiones en la bifurcación.....	127
Figura 3.6.1 Sólido válvula mariposa	128
Figura 3.6.2 Perfil de velocidad antes de la válvula mariposa.....	128
Figura 3.6.3 Perfil de velocidad en la válvula mariposa.....	129
Figura 3.6.4 Perfil de velocidad después de la válvula.....	129
Figura 3.6.5 Velocidad en la válvula	130
Figura 3.6.6 Velocidades de la válvula	130
Figura 3.6.7 Velocidad X en la válvula	131
Figura 3.6.8 Velocidad en X	132
Figura 3.6.9 Velocidad Y en la válvula	132
Figura 3.6.10 Velocidad en Y	133
Figura 3.6.11 Velocidad Z en la válvula	133
Figura 3.6.12 Velocidad en Z	134
Figura 3.6.13 Presiones en la válvula	134
Figura 3.6.14 Curva de presiones en la válvula mariposa	135
Figura 3.7.1 Sólido de la turbina	135
Figura 3.7.2 Perfil de velocidad 1	137
Figura 3.7.3 Perfil de velocidad 2	137
Figura 3.7.4 Perfil de velocidad 3	137
Figura 3.7.5 Perfil de velocidad 4	138
Figura 3.7.6 Perfil de velocidad 5	138
Figura 3.7.7 Perfil de velocidad 6	138
Figura 3.7.8 Perfil de velocidad 7	139
Figura 3.7.9 Perfil de velocidad 8	139
Figura 3.7.10 Velocidad en la turbina.....	140
Figura 3.7.11 Velocidad en el caracol.....	140

Figura 3.7.12 Curva de velocidades periféricas	141
Figura 3.7.13 Velocidades de la turbina.....	141
Figura 3.7.14 Curva de velocidades centrales.....	142
Figura 3.7.15 Velocidad en X	143
Figura 3.7.16 Velocidad en X del caracol.....	143
Figura 3.7.17 Curva de velocidades en X	143
Figura 3.7.18 Velocidades axiales en X.....	144
Figura 3.7.19 Curva de velocidades axial en X	144
Figura 3.7.20 Velocidad en Y	145
Figura 3.7.21 Velocidad en Y del caracol.....	145
Figura 3.7.22 Curva de velocidades en Y	145
Figura 3.7.23 Velocidades axiales en Y.....	146
Figura 3.7.24 Curva de velocidades axiales en Y	146
Figura 3.7.25 Velocidad en Z.....	147
Figura 3.7.26 Velocidad en Z del caracol	147
Figura 3.7.27 Curva de velocidad en Z.....	147
Figura 3.7.28 Velocidades axiales en Z	147
Figura 3.7.29 Curva de velocidades axiales en Z.....	148
Figura 3.7.30 Presiones en la turbina	149
Figura 3.7.31 Presiones en el caracol.....	149
Figura 3.7.32 Curva de presiones.....	149
Figura 3.7.33 Presiones axiales.....	150
Figura 3.7.34 Curva de presiones axiales.....	150

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.2.1 Clasificación de las centrales según su caída en metros	10
Tabla 1.3.1 Coeficientes K para los distintos tipos de turbina.....	12
Tabla 1.5.1 Valores de diseño de la rugosidad de tubos	30
Tabla 1.5.2 Factor de fricción en zona de turbulencia completa	30
Tabla 2.1.1 Caudales medios durante los meses de los años hidrológicos	43
Tabla 2.1.2 Frecuencia absoluta, relativa y duración de caudales	44
Tabla 2.11.1 Módulo de elasticidad del agua.....	80
Tabla 2.12.1 Datos del fabricante de válvulas mariposa.....	83

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO No. 1 CAUDALES MEDIOS MENSUALES DEL RIO PALANDA	160
ANEXO No. 2 ESFUERZOS PERMITIDOS BÁSICOS EN TENSIÓN PARA METALES	161
ANEXO No. 3 PROPIEDADES DEL AGUA	163
ANEXO No. 4 TABLA DE EFICIENCIAS DE SOLDADURAS	164
ANEXO No. 5 TABLA DE ESPESORES EN TUBERÍA DE PRESIÓN.....	165

RESUMEN

El motor de gran parte del crecimiento en el sector de la energía limpia global proviene de fuentes renovables, como la luz del sol, el viento, geotérmica, y principalmente la hidráulica, se debe a cambios políticos e inversión privada para generar nuevas fuentes de energía eléctrica limpia.

En nuestro país una de las prioridades del gobierno central en la actualidad es de promover el crecimiento del gran potencial hidroeléctrico del país, ubicado especialmente en la cordillera oriental del país, donde los recursos y el potencial existen. Por esta razón es de fundamental importancia que las instituciones estatales y privadas tomen un papel protagonista en el sector energético, principalmente en el desarrollo de centrales hidroeléctricas, tomando en cuenta el déficit energético actual y el costo marginal de energía, que hace sumamente atractivo a la inversión privada especialmente.

Las universidades a través de sus estudiantes también pueden apoyar en la realización de estudios de pre factibilidad y factibilidad de proyectos hidroeléctricos bajo la tutoría de su cuerpo docente calificado, por tal motivo se ha realizado el diseño y simulación de una central hidroeléctrica, con el fin de obtener energía eléctrica limpia a partir del cauce de un río.

SUMMARY

The engine of much of the growth in the sector of the global clean energy comes from renewable sources such as sunlight, wind, geothermal, hydro and primarily is due to political changes and private investment to generate new sources of energy electrical clean.

In our country a priority of the central government today is to promote the growth of large hydroelectric potential of the country, located especially in the eastern cordillera of the country, where resources and potential exist. It is therefore critical that state and private institutions to take a leading role in the energy sector, mainly in hydropower development, taking into account the current energy deficit and the marginal cost of energy, which makes it extremely attractive to the especially private investment.

Universities through their students can also support the studies of pre-feasibility and feasibility of hydropower projects under the guidance of their faculty qualified for that reason has made the design and simulation of a hydroelectric plant, to obtain clean electricity from the bed of the river bed.

INTRODUCCIÓN

Hoy en día la disponibilidad de la energía es esencial para la humanidad que ambiciona más recursos energéticos para cubrir sus necesidades de consumo y bienestar, por esta razón uno de los caminos es mediante el uso de combustibles fósiles proveniente del petróleo, el carbón y el gas, los mismos se convierten en energía térmica para la producción de electricidad, siendo una fuente de contaminación severa a niveles de gran impacto como por ejemplo, lluvias ácidas, efecto invernadero, extinción de la capa de ozono, contaminación de ríos, aire, tierra, flora y fauna, lo que atenta a la vida y a los recursos limitados existentes en nuestro planeta. Por ser el único camino para la obtención de energía, los países que lo extraen, ganan suficientes recursos económicos por la comercialización siendo así un negocio muy rentable. Sin embargo la humanidad en su afán de aprovechar estos recursos, en especial el petróleo, ha desarrollado el motor de combustión interna, el cual es muy beneficioso para el transporte que mejora la calidad de vida y actualmente se ha convertido en una necesidad para las sociedades modernas.

Actualmente se manejan nuevas políticas enfocadas hacia energías limpias y renovables, que se obtienen de fuentes naturales virtualmente inagotables, por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque son capaces de regenerarse por medios naturales. Entre las energías renovables están la eólica, geotérmica, hidráulica, mareomotriz, solar, oleomotriz, la biomasa y los biocombustibles.

La hidroelectricidad es una de las energías renovables más desarrollada y económica que el precio promedio de la energía térmica, a parte del beneficio al medio ambiente que conlleva la implementación de estos proyectos, por ser energía limpia. En el país se impulsan “Los proyectos hidroeléctricos más relevantes que están en proceso de construcción son: Toachi Pilatón, Coca Codo Sinclair, Sopladora, Delsitanisagua, San Francisco, Mazar, Quijos y Esmeraldas” (ANDES, 2012)

En el Ecuador la energía hidroeléctrica, origina un aporte técnico - económico que beneficia al cubrir la demanda de energía eléctrica local, siendo así los primeros en beneficiarse de estas obras energéticas las comunidades donde se levantan estos proyectos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La población de Palanda en el Sur Oriente ecuatoriano, contiene una gran cantidad de ríos que la atraviesan, en especial el río que lleva su mismo nombre. Siendo ésta población una zona aventajada en recursos hídricos, los mismos que debido a una falta de planificación no se han aprovechado de manera correcta y eficiente en la generación de energía eléctrica limpia para beneficio de sus habitantes locales y nacionales.

JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El uso de combustibles fósiles en la sociedad se ha vuelto muy necesario hoy en día para abastecer de energía a la economía y a la vida cotidiana en el planeta, con las tendencias actuales de crecimiento económico, se requerirá triplicar su producción en el presente siglo. Pero si continúa la quema de combustibles dependientes de los recursos naturales no renovables, en los niveles actuales, los gases de efecto invernadero que estos emiten, provocarán un daño irreversible al sistema climático global. Motivo por el cual este tipo de combustible fósil necesita ser reemplazado por otras fuentes de energía más seguras y amigables con el medio ambiente; como por ejemplo la energía hidráulica que la podemos encontrar en los ríos y que es producida por el agua retenida en embalses a gran altura, que en un momento dado se convertirá en energía eléctrica en la central hidroeléctrica, por lo que éste tipo es una fuente de energía limpia, sin residuos y fácil de almacenar.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y simular el sistema hidráulico para una central hidroeléctrica con una capacidad de generación de 16.8 MW

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Minimizar las posibles pérdidas en altura de agua debido a efectos de fricción, garantizando el óptimo funcionamiento de la central hidroeléctrica para alcanzar una producción de 16.8 MW de potencia real.
- Simular la central hidroeléctrica en el software Inventor CFD, estableciendo las variables necesarias para el sistema de simulación hidráulico, con el fin de determinar el comportamiento del agua en los diferentes tramos de la central.
- Determinar las curvas de comportamiento del fluido, en el interior de los múltiples accesorios que componen la central hidroeléctrica.

HIPÓTESIS GENERAL

Con el diseño y simulación de ésta central hidroeléctrica se obtendrá un correcto funcionamiento, minimizando las pérdidas desde la cota de captación hasta la cota de restitución, tomando en cuenta que durante su proceso de generación se dispondrá de dos turbinas hidráulicas, cada una de 8.4 MW.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- El diseño y simulación de una central hidroeléctrica ayudará a predecir posibles pérdidas a causas de la fricción, mismo valor que deberá ser inferior a una presión de 8 metros de columna de agua.
- Con la simulación será posible observar y analizar el comportamiento del agua y sus posibles efectos hidráulicos desde la captación, hasta la salida de del agua turbinada.

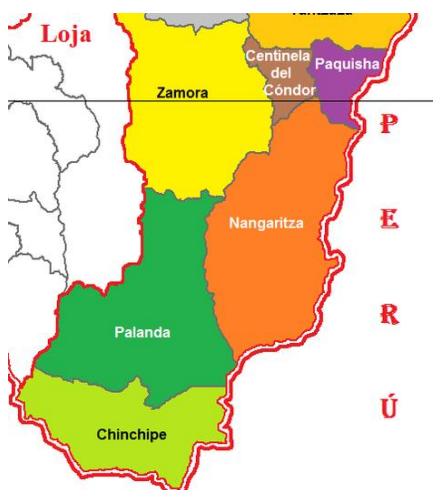
CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Descripción del aprovechamiento de Palanda

El proyecto hidroeléctrico Palanda posee su afluente principal es el río Mayo localizado en la zona austral del Ecuador. Las obras de construcción proyectadas se encuentran situadas entre las cotas 994.5 msnm en el cauce del río Palanda en la toma y 897 msnm en el canal de restitución del río Numbala, en la parroquia Palanda del cantón Chinchipe perteneciente a la provincia de Zamora Chinchipe limitante al sur con el vecino país del Perú.

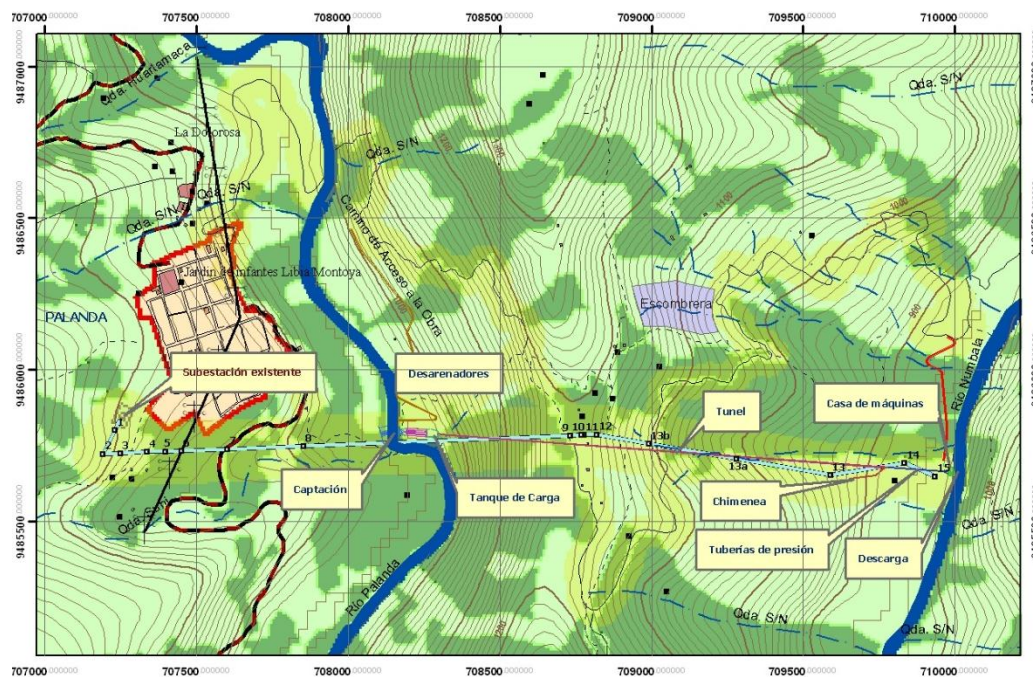
Figura 1.1.1 Ubicación del proyecto hidroeléctrico Palanda



Fuente: Zonu, 2011, pág. 1

La central será de tipo pasada y está constituida por las obras de derivación y captación de 22 m³/s del cauce del río Palanda a una elevación de 984 msnm; un túnel de presión de sección transversal circular, una tubería de conducción y la tubería de presión conectan hasta la casa de máquinas, con una altura bruta desde el tanque de carga hasta el nivel de restitución de 93.22 m, lo que permite obtener una potencia instalada total de 16.80 MW, por medio de dos unidades de generación, con turbinas tipo Francis que generan 8.40 MW cada una.

Figura 1.1.2 Vista de planta del Proyecto



Fuente: Enersurep, 2014, pág. 3

1.2 Tipos de centrales hidroeléctricas

Se clasifican según varios argumentos, como características técnicas, peculiaridades del asentamiento y condiciones de funcionamiento.

1.2.1 Según utilización del agua

Utilizan el agua como corre normalmente por el cauce de un río, adecuadamente regulada, desde un lago o pantano.

1.2.1.1 Centrales de agua fluente

Llamadas también centrales de filo de agua o de pasada, utilizan parte del flujo de un río para producir energía eléctrica. Se edifican en los lugares en que la energía hidráulica debe ser utilizada en el instante en que se dispone de ella, para accionar las turbinas hidráulicas. Operan en forma continua porque no tienen capacidad para almacenar agua, no disponen de embalse y el caudal oscila según las estaciones del año.

Estas centrales desarrollan su potencia máxima en la estación de abundante lluvia, al dejar pasar el agua excedente. Durante la estación seca, la potencia tiende a disminuir en función del caudal.

Figura 1.2.1 Central hidroeléctrica de pasada



Fuente: Epasa, 2015, pág. 4

1.2.1.2 Centrales de agua embalsada

Es el tipo más frecuente de central hidroeléctrica. Se represa agua de lagos o de pantanos artificiales (embalses), obtenidos mediante la edificación de presas. El embalse es capaz de reservar los caudales de los ríos afluentes. El agua es utilizada según la demanda, a través de conductos que la conducen hacia las turbinas. Es posible generar energía durante todo el año si se dispone de reservas suficientes, sin embargo su construcción requiere una fuerte inversión.

Figura 1.2.2 Central hidroeléctrica de embalse

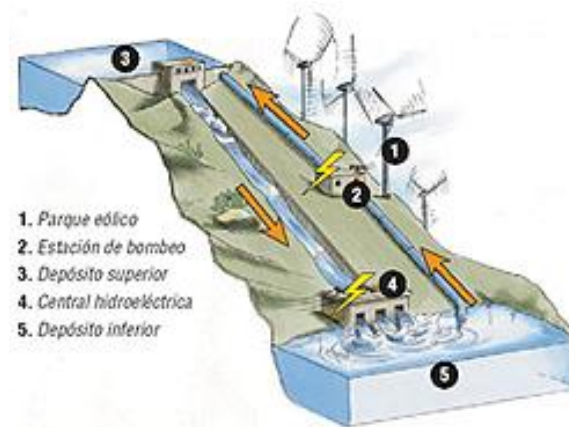


Fuente: Celec EP, 2014, pág. 8

1.2.1.3 Centrales de bombeo

Se denominan centrales reversibles o de acumulación, ya que además de poder transformar la energía potencial del agua en electricidad, tiene la capacidad de acumular caudal mediante bombeo, es decir, aumenta la energía potencial del agua al emplear energía eléctrica en el accionamiento de turbinas y bombas, o turbinas reversibles. Así se usa como un método de almacenamiento de energía. Este tipo de centrales no resulta una solución de alto rendimiento, pero se admite como rentable, ya que se compensan las pérdidas de agua o combustible. Están concebidas para satisfacer la demanda energética en horas pico y almacenar energía en horas valle.

Figura 1.2.3 Central hidroeléctrica de bombeo



Fuente: Turcon, 2014, pág. 5

1.2.2 Según la altura del salto de agua o desnivel existente

1.2.2.1 Centrales de alta presión

Contienen aquellas centrales en las que su diferencial de caída (salto hidráulico) es superior a los 200 metros. Los caudales expulsados por cada turbina son relativamente pequeños, bordean los $20 \text{ m}^3/\text{s}$ y generalmente se encuentra situada en zonas de alta montaña que aprovechan el agua de torrentes, por medio de conducciones de gran longitud, según el salto se puede utilizar turbinas Pelton o Francis.

1.2.2.2 Centrales de media presión

Contienen aquellas centrales en las que su diferencial de caída (salto hidráulico) oscila entre los 20 y 200 metros aproximadamente, pueden utilizar caudales en cada turbina de hasta 200 m³/s, por lo general se encuentran situadas en valles de media montaña. Se recomienda emplear turbinas Francis o Kaplan.

1.2.2.3 Centrales de baja presión

Contienen las centrales con salto hidráulico entre los 20 y 200 metros. Cada turbina se alimenta de un caudal que puede superar los 300 m³/s. Las turbinas utilizadas son de tipo Francis y especialmente Kaplan. En la tabla 1.2.1 indica la clasificación de las centrales según su altura en metros.

Tabla 1.2.1 Clasificación de las centrales según su caída en metros

	Baja	Media	Alta
Micro	$H < 15$	$15 < H < 50$	$H > 50$
Mini	$H < 20$	$20 < H < 100$	$H > 100$
Pequeña	$H < 25$	$25 < H < 130$	$H > 130$

Fuente: Espoch, 2012, pág. 35

1.3 Criterios de diseño de una central

Previo a la cimentación de la central, es necesario calcular el recurso hídrico para una explotación hidráulica eficaz. Por lo cual, primeramente se realiza un estudio hidrológico (aforos en el río), seguidamente se evalúan las condiciones hidráulicas de operación (caudal y salto), en esta etapa se denomina “estudio de pre factibilidad”, si se obtiene un resultado positivo, se procede con el estudio de factibilidad del proyecto.

1.3.1 Estudio hidrológico

Este estudio determina la potencia generada que se producirá en la central. Los datos se obtendrán de las estaciones de aforo presentes en la demarcación escogida.

Se recopilan datos de caudales relativos a una cantidad suficiente de años hidrológicos que servirán para hacer una clasificación en años muy húmedos, normales o medios, secos y muy secos.

Con los datos de los aforos se realiza una tabla de frecuencia absoluta, relativa y una curva de duración de caudales. “Esta curva sirve para la selección del caudal frecuente, se recomienda que sea un caudal a una persistencia del 90% del tiempo en estudio” (Sánchez, 1995, pág. 50).

1.3.2 Caudal ecológico

El caudal ecológico es la “cantidad de agua suficiente que circula en un cauce en condiciones óptimas que permitan el desenvolvimiento natural de la vida bioacuática y los ecosistemas aledaños” (Castro, 2006, pág. 31), es decir, el caudal mínimo que debe mantenerse constante en un curso fluvial del río al momento de construir una represa, de forma que no se modifiquen las condiciones naturales y el desarrollo de una vida fluvial igual a la que existía anteriormente en ríos y humedales.

El Consejo Nacional de Electricidad (CONELEC) está encargado de aprobar las evaluaciones de caudales ecológicos para los proyectos, mientras que la entidad administradora de los recursos hídricos se encargará de hacer respetar dichos regímenes. Para las centrales anteriores a marzo del 2003, un caudal ecológico mínimo es del 10% del disponible, en condiciones anteriores a su construcción. Deberá verificarse que los efectos del caudal ecológico sobre el medio ambiente y sobre el resto de usos aguas abajo. Adicionalmente, se contempla la posibilidad de operar con porcentajes de caudal ecológico menores, si eventualmente se demostrase su viabilidad.

Para la determinación del caudal ecológico se asume el criterio de determinación del caudal ecológico en términos de un caudal equivalente al 10 % del caudal frecuente con persistencia igual al 90%. (Castro, 2006, pág. 32)

$$Q_e = Q_{eq} \times 10\%$$

Ecuación 1.1

Dónde:

Q_e : Caudal ecológico (m³/s)

Q_{eq} : Caudal de equipamiento (m³/s)

1.3.3 Caudal

Con el estudio hidrológico se clasifican los caudales para el año de referencia (caudal medio anual), esto sirve para proceder a calcular un estimado del caudal nominal de la máquina. En la tabla 1.3.1 muestra los coeficientes de pérdida K que producen las turbinas por efecto de fricción con el agua.

Tabla 1.3.1 Coeficientes K para los distintos tipos de turbina

Tipo de turbina	Coeficiente K
Pelton	0.10
Kaplan	0.25
Semikaplan	0.40
Francis	0.40

Fuente: Castro, 2006, pág. 20

El caudal de equipamiento será el que maximice el volumen turbinado, es decir, el que junto con el caudal mínimo técnico encierre una mayor área de la curva de caudales clasificados, y que es igual al 90% del caudal frecuente. (Castro, 2006, pág. 33)

$$Q_{eq} = Q_{fr} \times 90\%$$

Ecuación 1.2

Dónde:

Q_{eq} : Caudal de equipamiento (m³/s)

Q_{dis} : Caudal disponible (m³/s)

El caudal de diseño será el valor con el cual se realicen todos los cálculos matemáticos para el diseño civil, mecánico e hidromecánico de la central hidroeléctrica y se expresa de la siguiente manera: (Castro 2006)

$$Q = Q_{eq} - Q_e \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Dónde:

Q : Caudal de diseño (m^3/s)

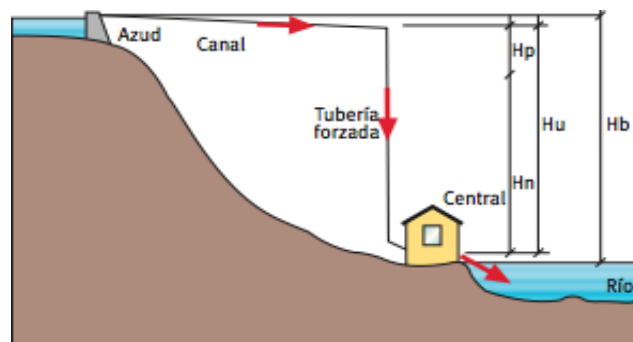
Q_{eq} : Caudal de equipamiento (m^3/s)

Q_e : Caudal ecológico (m^3/s)

1.3.4 Salto hidráulico

El salto es la diferencia de nivel entre el espejo de agua en la captación y el punto de restitución del agua turbinada, se designa como salto bruto. La diferencia entre el nivel del espejo de agua y el nivel de desagüe en la turbina se conoce como salto útil y la diferencia entre el nivel del espejo de agua y el nivel de la turbina se conoce como el salto neto.

Figura 1.3.1 Esquema general de un salto de agua.



Fuente: Tecnicadiseno, 2014, pág. 15

$$H_n = H_b - H_p \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Dónde:

H_b : Altura bruta (m)

H_u : Altura útil (m)

H_n : Altura neta (m)

1.4 Partes de una central hidroeléctrica

Las principales partes de una central de este tipo son:

1.4.1 Tubería forzada

Cuando la altura del salto es mayor, las turbinas son de cámara cerrada (en forma de espiral) a la que afluye el agua que es conducida por las tuberías forzadas o tuberías de presión y se encarga de llevar el agua desde las obras de captación, hasta la turbina, esto conserva el diferencial de alturas que se presenta en cada recurso hidráulico, generalmente el material de construcción es el acero PRFV; sin embargo, si las presiones son pequeñas puede ser de hormigón, PVC, asbesto, u otro cualquier material apropiado.

Cuando la altura del salto es muy pequeña, el agua procedente del canal va directamente al distribuidor de la turbina, y se utiliza turbinas de cámara abierta que hace las veces de cámara de presión.

En cualquiera de los dos escenarios la tubería deberá ser capaz de resistir la presión interna del agua tanto en situaciones normales de trabajo, como de sobrepresión provocadas por efectos transitorios, por ejemplo, un cierre brusco de la válvula principal, lo cual puede dar lugar a fenómenos de golpes de ariete, muy perjudiciales en la tubería. Una buena protección evitará realizar un mantenimiento prematuro.

1.4.1.1 Tubería Forzada de Hormigón

Las tuberías de hormigón se utiliza con revestimiento interior de chapa de acero, armadas si es necesario con redondos de acero o fundidas conjuntamente con malla electro soldada para dar mayor estabilidad a la tubería. Por su elevado peso resultan difíciles de transportar y manejar en obra, por lo que se funden en el mismo sitio de construcción.

Este tipo de tuberías exigen una baja rugosidad en las paredes de la tubería interna, para disminuir las pérdidas por fricción, además no necesita de tratamiento superficial para proteger de la corrosión.

1.4.1.2 Tubería Forzada de Acero

La construcción de tubería en acero se trata de una solución que resulta barata y efectiva, a la hora de adquirir tuberías forzadas de distintos diámetros y espesores, en algunos casos cuando las tuberías necesitan ser de diámetros mayores a los existentes en el mercado, por efectos de aumento de caudal, se construye la tubería en base a planchas o planchones de acero, a las dimensiones requeridas. Su construcción se realiza preferentemente en tramos rectos, y se apoya sobre pilares transversales y camas de arena.

Las paredes de la tubería deben soportar esfuerzos combinados, correspondientes a su trabajo como viga y recipiente cilíndrico, sometidos a esfuerzos de presión interna. Para su cálculo se puede considerar el momento flector correspondiente al de una viga continua. Las reacciones sobre los apoyos se transmiten por esfuerzo cortante entre la chapa y los anillos de soporte, que se diseñan basándose en el comportamiento elástico de los cilindros de débil espesor. Dichos anillos se sueldan a la chapa mediante soldaduras continuas y se rigidizan mediante diafragmas.

1.4.1.3 Tubería Forzada de Plástico reforzado con fibra de vidrio PRFV

Tuberías PRFV (Poliéster Reforzado con Fibra de Vidrio), son parte de las tuberías elásticas con un material compuesto, formado por una matriz de plástico o resina reforzada con fibras de vidrio. Es un material ligero, resistente y muy fácil de moldear, por lo que es muy usado en la elaboración de piezas de formas suaves y complejas.

1.4.1.4 Tubería Forzada de Poli cloruro de vinilo PVC

Este material se utiliza en saltos de hasta 160 y 200 metros. Resulta más económico que el acero, su manejo en obra es más sencillo y no necesita recubrimiento contra la corrosión, pero sí necesita protegerse contra la radiación ultravioleta, por lo que las tuberías al momento de su instalación deberán ser enterradas o recubiertas con otro material.

1.4.2 Chimenea de equilibrio

La función primordial de una chimenea de equilibrio es de evitar los efectos producidos por el golpe de ariete, especialmente en conducciones largas. Su construcción influye en reducir la longitud de la tubería de presión, por lo que su tiempo crítico será inferior y hará que las variaciones de presión sean mínimas.

Se encuentra constituido por una tubería de gran diámetro, la cual su parte inferior se conecta con la tubería forzada y en su parte posterior está abierto a la atmósfera. En este punto el agua alcanzará en condiciones normales el nivel del agua, la que deberá ascender su nivel con la sobrepresión que genere el cierre de la válvula. La constante de aceleración del agua indica la conveniencia de instalar o no una chimenea de equilibrio. (Poza, 2008, pág. 42)

$$t_h = \frac{V \times L}{g \times Hb} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Dónde:

t_h : Tiempo de retorno (s)

V: Velocidad del agua en la tubería de presión (m/s)

L: Longitud total de la tubería de presión (m)

g : Gravedad (9.81 m/s^2)

Hb : Altura bruta (m)

Si el tiempo de retorno es un valor inferior a cinco segundos, no se considera necesario la instalación de una chimenea de equilibrio.

“Al ascender el nivel del agua por encima del punto de equilibrio se crea una contrapresión que decelera el agua en la tubería forzada, y cuando ésta se detenga, el nivel descenderá para alcanzar un nuevo equilibrio. Se producirán oscilaciones cada vez menores debido a la fricción.” (Castro, 2006, pág. 30)

1.4.3 Válvulas para tuberías de Presión

Para centrales hidráulicas, las más usadas son de compuerta y de mariposa. Por lo general las válvulas se encuentran instaladas inmediatamente antes de la turbina, pero en ciertos casos se encuentran a la entrada de la tubería de presión.

1.4.3.1 Válvula de compuerta

Consiste principalmente en un disco metálico regulable que está ubicado en el cuerpo de la válvula. A grandes presiones o con válvulas de gran diámetro, se es necesario de una fuerza importante para maniobrar y vencer las fuerzas de fricción que en su interior existen. Esta es la razón que cuando se instala una válvula de compuerta grande en una tubería de presión, es recomendable colocar una pequeña válvula de by pass, el cual conecta el lado de alta presión con el de baja presión. “Si el lado de baja presión no está abierto a la atmósfera, habrá un aumento de presión que eventualmente igualará a la presión de ambos lados de la válvula, esto ayuda a su apertura” (Sánchez, 1995, pág. 96)

Figura 1.4.1 Imagen de la válvula de compuerta



Fuente: Directindustry, 2011, pág. 2

1.4.3.2 Válvula de mariposa

La válvula de mariposa se trata de una extensión de tubería de la cual se instala un disco en forma de lente, el cual va montado en un eje central. Para trabajar este tipo de válvulas se requiere poco esfuerzo, ya que la presión que se genera en las caras de cada mitad del disco, está prácticamente equilibrada, debido a que el fluido colabora

con el cierre, por este motivo pueden ser cerradas con facilidad. Es de fundamental importancia que sea cerrada lentamente, a fin de evitar un posible golpe de ariete en la tubería.

Su función principal es cerrar y estrangular grandes volúmenes de gases y líquidos a baja presión. Su diseño de disco abierto, rectilíneo, evita cualquier acumulación de sólidos; la caída de presión es muy pequeña. En centrales hidroeléctricas se utiliza como válvula de guarda de turbina.

Figura 1.4.2 Válvulas de mariposa.



Fuente: Directindustry, 2014, pág. 1

1.4.4 Tipos de turbinas

Éstas son máquinas de fluido, a través de las cuales pasa un fluido en forma continua y este le entrega su energía mediante de un rodete con paletas o álabes, que tiene por objeto transformar en energía rotacional la energía potencial del agua, a través un motor rotativo que transforma en energía mecánica en energía eléctrica.

“El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar”. (Novillo, 1985, pág. 89)

La turbina hidráulica es el elemento que aprovecha la energía cinética y potencial del agua para producir un movimiento de rotación, que transferido mediante un eje al generador produce energía eléctrica.

De acuerdo al modo de funcionamiento se pueden clasificar en dos grandes grupos:

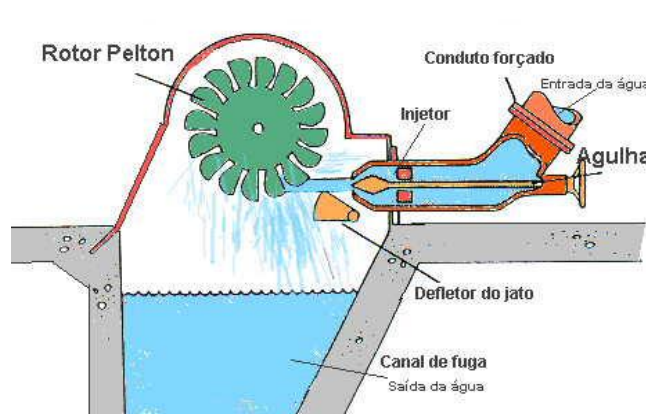
- Turbinas de acción
- Turbinas de reacción

1.4.4.1 Turbinas de Acción

Son aquellas turbinas que recurren únicamente a la velocidad del flujo de agua para hacerlas rotar. El tipo de turbinas que más se utiliza en este grupo se denomina turbina Pelton, aunque existen otros como la turbina de doble impulsión o de flujo cruzado, también conocida por turbina Michell-Banki u Ossberger.

- **Pelton.** Esta turbina se utiliza por lo general en saltos elevados que tienen poco caudal. El chorro de agua ingresa en la turbina se dirige y regula por uno o varios inyectores, que impactan en los álabes y causa el movimiento de giro de la turbina. La potencia se regula a través de los inyectores, los cuales son encargados de aumentar o disminuir el caudal de agua. En las paradas de emergencia se emplea un deflector que dirige el chorro directamente al desagüe, y evita el embalamiento de la máquina. Esto permite un cierre lento de los inyectores, sin golpes de presión en la tubería forzada.

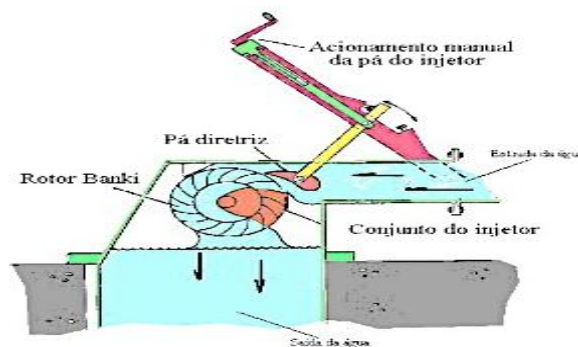
Figura 1.4.3 Turbina Pelton.



Fuente: Meusite, 2012, pág. 2

- **Michell-Banki.** Es También conocida como de doble impulsión o turbina de flujo cruzado. Está constituida por un inyector de sección rectangular provisto de un álabe longitudinal que regula y orienta el caudal que ingresa en la turbina, y un rodete de forma cilíndrica. El primer empujón se origina cuando el caudal entra en la turbina y choca contra el álabe del inyector hacia las palas del rodete.

Figura 1.4.4 Turbina Pelton.



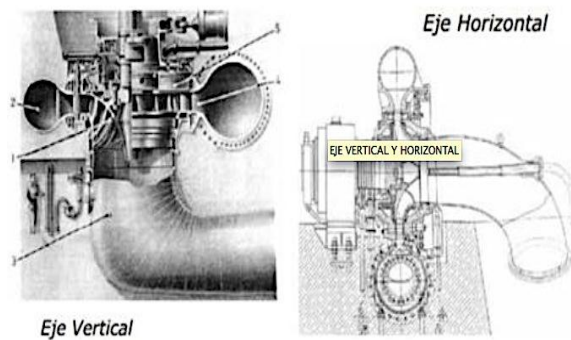
Fuente: Meusite, 2012, pág. 2

1.4.4.2 Turbinas de Reacción

Son aquellas turbinas que aprovechan la presión del fluido en el momento de contacto, es decir aprovechan la altura total disponible hasta el nivel de restitución. Esto hace que el agua al salir del rotor tenga una presión por debajo de la atmosférica. “Dentro de este grupo se encuentran las turbinas conocidas como Francis y las turbinas hélice, semi Kaplan y Kaplan” (Bazán, 2004, pág. 29)

- **Francis.** Esta turbina se adapta muy bien a todo tipo de saltos y caudales, muy utilizadas en saltos de altura media (entre 25 y 350 metros). Se caracteriza por recibir el fluido de agua en dirección radial, y al ingresar a la turbina cambia la dirección del fluido a una dirección axial. Estos tipos de turbinas pueden ser de eje horizontal, o de eje vertical, dependerá principalmente de la cantidad de caudal turbinado.

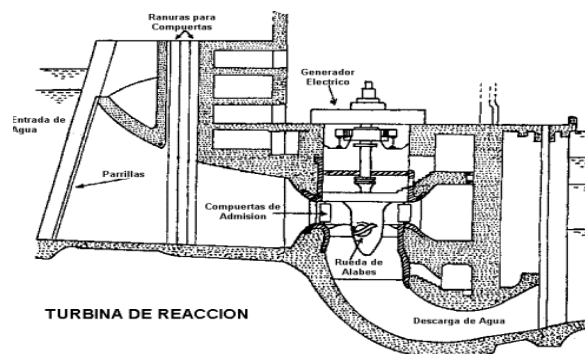
Figura 1.4.5 Turbina Michell Banki.



Fuente: Wordpress, 2012, pág. 5

- **Hélice, Semi Kaplan y Kaplan.** Este tipo de turbinas son empleadas para saltos de 2 a 40 m. Las turbinas de hélice poseen rodets fijos, por lo general se aprovechan caudal y el salto permanece constantes, motivo por el cual las hace poco útiles en el caso de pequeñas centrales hidráulicas.

Figura 1.4.6 Turbina Semi Kaplan y Kaplan.



Fuente: Fluidos, 2014, pág. 17

1.4.5 Rendimiento de las turbinas

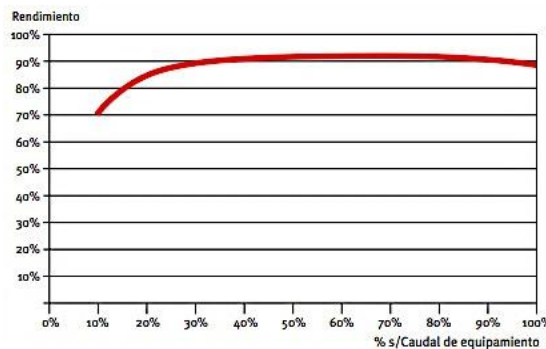
El rendimiento o eficiencia de una turbina se enmarca como el cociente entre la energía producida y la energía disponible, por consiguiente el rendimiento de una central hidroeléctrica dotada con uno o varios grupos turbina-alternador, se convierte en una mejor explotación para la optimización del agua disponible, adicionalmente sirve para realizar un seguimiento del estado de la unidad, cuyo desgaste y deterioro se traduce en una pérdida de rendimiento de la instalación.

1.4.5.1 Turbina Pelton

Este tipo de turbinas poseen una alta disponibilidad y bajo coste de mantenimiento, añadiéndolo que su rendimiento es bastante alto, superior al 90% en condiciones de diseño: presenta una curva de rendimiento bastante plana con un rendimiento superior al 80% para un caudal del 20% del nominal.

Este tipo de máquina se puede trabajar con carga parcial, además permite una amplia variación de caudales en su funcionamiento. Pueden ser instaladas con una disposición del eje horizontal o vertical, y con uno o varios inyectores. Por lo general se combinan: Eje horizontal en las máquinas con uno o dos inyectores y el eje vertical en las máquinas con más de dos inyectores, pero esta última opción encarece el coste del generador.

Figura 1.4.7 Rendimiento turbina Pelton.

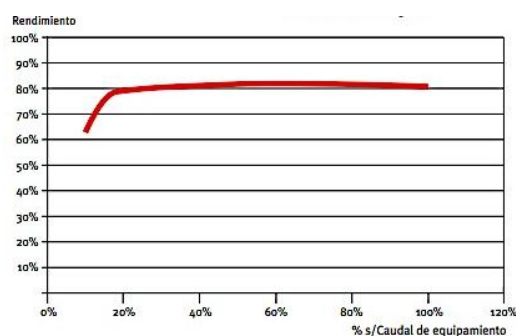


Fuente: Fluidos, 2014, pág. 22

1.4.5.2 Turbina Michell Banki

Este tipo de turbinas posee un rango amplio de aplicaciones, se emplean generalmente en aprovechamientos de agua con saltos entre 1 y 200 metros con un rango de variación de caudales muy grande. La potencia unitaria que puede instalar está limitada aproximadamente a 1 MW. Su rendimiento máximo es inferior al de las turbinas Pelton, y es aproximadamente el 85%, pero su rendimiento es constante en caudales de hasta 1/16 del caudal nominal.

Figura 1.4.8 Rendimiento turbina Michell Banki.

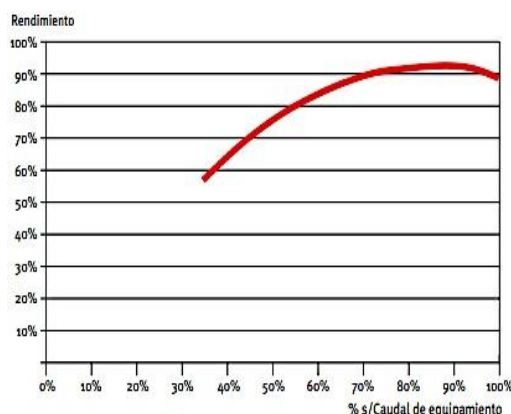


Fuente: Fluidos, 2014, pág. 22

1.4.5.3 Turbina Francis

Este tipo de turbinas posee un rendimiento superior al 90% en condiciones normales de funcionamiento. Permite oscilaciones de caudales hasta el 40% y el 105% del caudal diseñado, y una variación en el salto entre 60% y 125% del nominal.

Figura 1.4.9 Rendimiento turbina Francis.



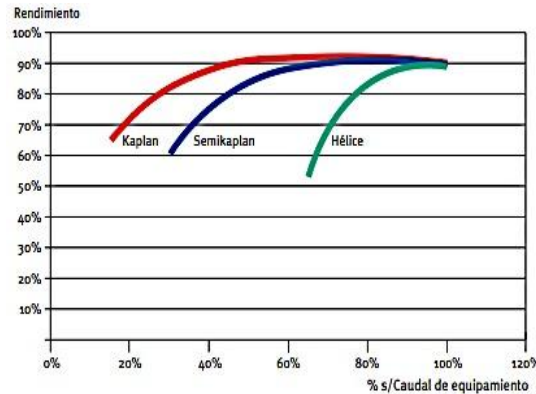
Fuente: Fluidos, 2014, pág. 23

1.4.5.4 Turbina Hélice, Kaplan y Semi Kaplan

El rendimiento de la turbina Kaplan es de aproximadamente el 90% para el caudal nominal. Estas turbinas se utilizan principalmente para saltos pequeños y caudales variables o grandes, lo cual su determinación está en función de las características del aprovechamiento y de los requerimientos técnicos - económico, por ejemplo, para una central de tipo fluente el cual posee un salto determinado y un caudal variable, se aconseja emplear una turbina Kaplan o Semi Kaplan. “La turbina tipo hélice se utiliza con mucha frecuencia en centrales con propia regulación, que funcionan con

un caudal casi constante y entre unos niveles máximo y mínimo de embalse” (Sánchez, 1995, pág. 45)

Figura 1.4.10 Rendimiento turbinas Kaplan, Semi Kaplan, Hélice.



Fuente: Fluidos, 2014, pág. 23

1.4.6 Potencia de la central

Potencia nominal de la central es la máxima potencia producida por el generador en condiciones de diseño. Viene expresada por la siguiente fórmula. (Sánchez, 1995, pág. 42)

$$P_n = \gamma \times Q \times H_n \times \eta_t \times \eta_g \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Dónde:

P_n : Potencia nominal en (KW)

γ : Peso específico del agua a 15°C (N/m³)

Q : Caudal de diseño (m³/s)

H_n : Salto neto de diseño en metros (m)

η_t : Rendimiento de la turbina (adimensional)

η_g : Rendimiento del generador (adimensional)

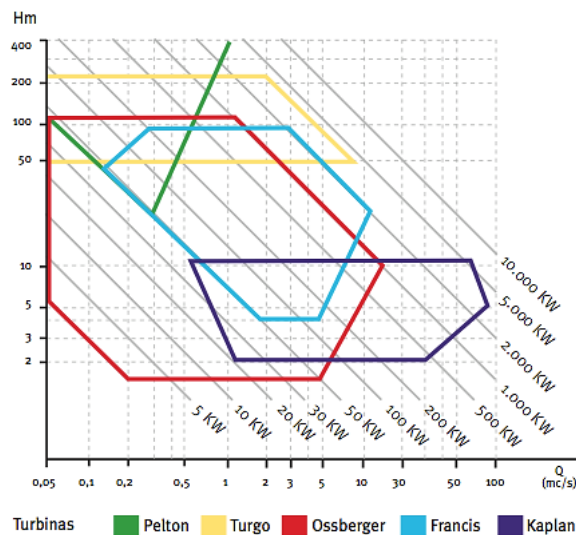
1.4.7 Curvas de selección de turbinas hidráulicas

Las curvas de selección están en función del salto y del caudal, esto identifica si es más conveniente usar un tipo u otro de turbina, tomar en cuenta que la curva de rendimiento de cada turbina, que varía según sea el caudal y del salto el lugar de

instalación de la mini central. En general, la turbina a utilizar sería:

- Kaplan. Saltos pequeños y caudales variables.
- Francis. Saltos más elevados y variaciones de caudal moderadas.
- Pelton. Grandes saltos, independientemente de la variación de caudal.

Figura 1.4.11 Curvas de selección de turbinas.



Fuente: Castro, 2006, pág. 53

1.4.8 Generadores

Es la máquina encargada de transformar la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica. El funcionamiento básico del generador es en base de la inducción electromagnética. Su principio de funcionamiento obedece a la ley de Faraday, mediante la cual, cuando un conductor eléctrico se mueve en un campo magnético produce una corriente eléctrica a través del mismo.

Existen dos tipos de generadores: el síncrono y el asíncrono.

1.4.8.1 Síncrono

Se hace circular una corriente continua, que no corresponda más del 1% de la potencia del generador, por el circuito de los polos inductores del rotor. En este tipo las bobinas arrolladas crean el campo magnético en los polos del rotor.

Para que esto ocurra, por estas bobinas debe circular una corriente eléctrica continua. Para generar esta corriente continua pueden emplearse diferentes sistemas de excitación:

- Auto-excitación estática: la corriente de excitación se extrae de la que sale del propio generador, se rectifica y se envía al rotor a través de escobillas y anillos rozantes. El arranque de estas máquinas se realiza por el magnetismo remanente y unas baterías hasta que sea capaz de suministrar por sí solo la corriente de excitación.

1.4.8.2 Asíncrono

Se trata de máquinas con rotor devanado o de jaula de ardilla, que a diferencia de los generadores síncronos, no giran a la velocidad de sincronismo. Para ello es necesario que el par mecánico comunicado al rotor produzca una velocidad de giro superior a la de sincronismo. Este exceso de velocidad produce un campo giratorio excitador. Es importante que la diferencia entre las velocidades de funcionamiento y la de sincronismo sea pequeña, para reducir las pérdidas en el cobre del rotor.

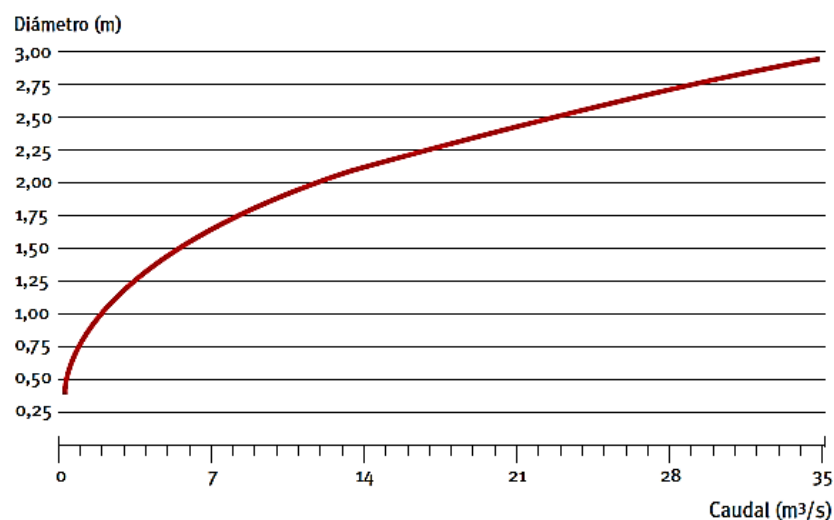
1.5 Efectos físicos en la Central hidroeléctrica

1.5.1 Diámetro estimado de tuberías

Para la selección de un diámetro inicial, se recurre a las recomendaciones del fabricante de tuberías, el cual en la figura 1.5.1 muestra una curva para la selección de diámetros en función del caudal de diseño. Este diámetro inicial servirá para obtener el diámetro definitivo diseñado.

“La determinación del diámetro de la tubería es un problema económico que depende de dos valores: velocidad del agua y pérdida de carga. La velocidad del agua en las tuberías, para el caudal máximo, resulta en la práctica comprendida entre 4 y 6 m/s.” (Novillo, 1985, pág. 52)

Figura 1.5.1 Curva de selección de diámetros.

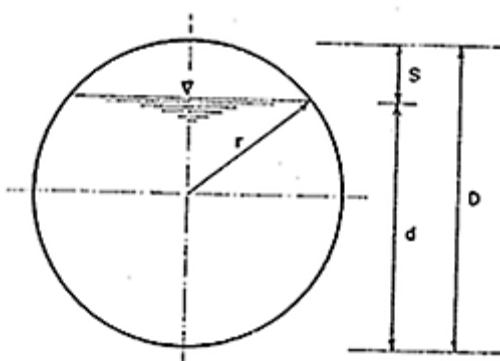


Fuente: Castro, 2006, pág. 53

1.5.1.1 Tubería de conducción

Con el diámetro inicial seleccionado en la figura 1.5.1, incrementar una distancia “s” que representa una altura de seguridad, y sirve para garantizar que el fluido transite sin presiones internas. “Esta distancia se la toma en cuenta para la selección del diámetro definitivo de diseño”. (Novillo, 1985, pág. 55)

Figura 1.5.2 Altura de seguridad en tuberías.



Fuente: Castro, 2006, pág. 53

Donde el valor de S debe ser mayor o igual a 0.5m

$$S = 0.4r \geq 0.5m \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Y para la obtención del diámetro inicial:

$$d = D_{in} + S \quad \text{Ecuación 1.8}$$

Dónde:

D_{in} : Diámetro inicial según la figura 1.5.1 (m)

d : Diámetro de diseño (m)

S : Altura de seguridad (m)

1.5.1.2 Tubería de presión

En la selección del diámetro inicial se recurre a la figura 1.5.1 , dicho diámetro debe garantizar que no exista burbujas de aire al interior de la tubería de presión, el área mojada transversal debe ser igual al área transversal interna de la tubería, es decir, que la tubería internamente se encuentra llena al 100 %. (Novillo, 1985, pág. 56)

$$D_{in} = d \quad \text{Ecuación 1.9}$$

Dónde:

D_{in} : Diámetro inicial según la figura 1.5.1 (m)

d : Diámetro de diseño (m)

1.5.2 Carga de presión

La ecuación de Bernoulli indica la presión ideal del sistema, es decir, no considera perdidas de presión por causa de fricción. (Mott, 2006, pág. 236)

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 \times g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 \times g} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

Dónde:

P_1 : Presión en el punto 1 (Pa)

Z_1 : Nivel del espejo de agua en el punto 1 (m)

V_1 : Velocidad del fluido que pasa por el punto 1 (m/s)

P_2 : Presión en el punto 2 (Pa)

Z_2 : Nivel del espejo de agua en el punto 2 (m)

V_2 : Velocidad del fluido que pasa por el punto 2 (m/s)

γ : Peso específico del fluido (N/m³)

1.5.3 Número de Reynolds

El número de Reynolds es adimensional, depende la, velocidad, viscosidad y dimensión de un flujo. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar si es menor o igual a 2000 o turbulento si es mayor o igual a 4000. (Mott, 2006, pág. 230)

$$N_R = \frac{\delta \times V \times D}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.11}$$

Dónde:

N_R : Número de Reynolds (adimensional)

δ : Densidad del fluido a 15 °C (Kg/m³)

V : Velocidad del flujo (m/s)

D : Diámetro de la tubería (m)

μ : Viscosidad dinámica (Pa×s)

1.5.4 Rugosidad relativa

Es la relación del diámetro de la tubería D a la rugosidad promedio de su pared ε . La rugosidad de la pared de la tubería son alturas de los picos irregulares de la superficie, esta condición depende del material que se encuentra hecho el tubo y su método de fabricación. En la tabla 1.5.1 se muestra las rugosidades de distintos materiales utilizados en la fabricación de tuberías. Para el cálculo de la rugosidad relativa se utiliza la siguiente ecuación de (Mott, 2006, pág. 242)

$$\frac{D}{\varepsilon} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

Dónde:

D : Diámetro de la tubería (m)

ε : Rugosidad (m)

Tabla 1.5.1 Valores de diseño de la rugosidad de tubos

Material	Rugosidad ε (m)
Vidrio	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}
Tubo extruido, cobre latón y acero	1.5×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}

Fuente: Mott, 2006, pág. 235

1.5.5 Factor de fricción

Para determinar el factor de fricción con turbulencia completa en una tubería de acero comercial nueva y limpia se puede utilizar la tabla 1.5.2.

Tabla 1.5.2 Factor de fricción en zona de turbulencia completa

Tamaño nominal de la tubería (plg)	Factor de fricción f_T	Tamaño nominal de la tubería (plg)	Factor de fricción f_T
$\frac{1}{2}$	0.027	$3\frac{1}{2}$, 4	0.017
$\frac{3}{4}$	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
$1\frac{1}{4}$	0.022	8-10	0.014
$1\frac{1}{2}$	0.021	12-16	0.013
2	0.019	18-24	0.012
$2\frac{1}{2}$, 3	0.018	24-60	0.009

Fuente: Mott, 2006, pág. 297

La ecuación 1.13 se utiliza para calcular la pérdida de energía por la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento, la diferencia se marca en el factor de fricción adimensional f . (Mott, 2006, pág. 255)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{Ecuación 1.13}$$

Dónde:

f : Factor de fricción con flujo turbulento (adimensional)

D : Diámetro de la tubería (m)

ε : Rugosidad (m)

N_R : Número de Reynolds (adimensional)

1.5.6 Pérdidas de carga

Cuando existe flujo laminar el fluido parece moverse como si formaran varias capas, es decir una sobre otra. “Debido a la viscosidad del fluido, se crea un esfuerzo cortante entre sus capas. Se pierde energía del fluido por la acción de las fuerza de fricción las cuales hay que vencer” (Mott, 2006, pág. 245)

Cuando existe flujo turbulento en tuberías es más conveniente usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía por la fricción, se toma en cuenta que el flujo turbulento es caótico y es variable en forma constante, por lo que el factor de f se debe recurrir a datos experimentales.

Pérdidas mayores

La fricción del agua con las paredes produce una serie de pérdidas que implican que en la turbina no se tenga la altura bruta del embalse. Se observa que aumentan con la longitud del conducto y la velocidad del fluido en su interior y disminuyen según aumenta el diámetro. Además son proporcionales a un coeficiente adimensional, el factor de fricción f , esto se expresa en forma matemática como la ecuación de Darcy. (Mott, 2006, pág. 233)

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

Dónde:

h_L : Pérdida de energía en la tubería por la fricción (m)

L : Longitud de la tubería (m)

D : Diámetro de la tubería (m)

v : Velocidad promedio del flujo (m/s)

f : Factor de fricción (adimensional)

Pérdidas menores.

La fricción del agua con los accesorios de la tubería forzada, los cuales produce una serie de pérdidas que implican una disminución de presión y por consiguiente una pérdida en altura. (Mott, 2006, pág. 249)

$$h_{Lm} = K \times \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$h_{Lm} = f_T \times \frac{Le \times V^2}{D \times 2g} \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Dónde:

h_{Lm} : Pérdida de energía en accesorios (m)

K : Coeficiente de pérdidas (adimensional)

V : Velocidad del fluido (m/s)

Le : Longitud equivalente (m)

D : Diámetro de la tubería (m)

f_T : Factor de fricción de la tubería a turbulencia completa (adimensional)

1.5.7 Caída de presión

Para el cálculo de la caída de presión se compara la ΔP admisible del sistema con una ΔP de ensayo, la cual si es demasiado grande se repite los cálculos para un valor de D más grande. Si la ΔP de ensayo es menor al criterio, debe verificarse una D más pequeña. (Fox y McDonald, 1997, pág. 385)

$$\Delta P = \frac{8 \times f \times L \times \delta \times Q^2}{\pi^2 \times D^5} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Dónde:

f : Factor de fricción (adimensional)

L : Longitud total de la tubería (m)

δ : Densidad del fluido a 20 °C (Kg/m³)

Q : Caudal de diseño (m³/s)

D : Diámetro interno de la tubería (m)

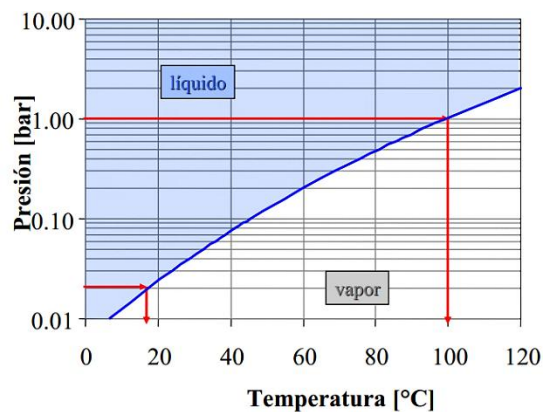
1.5.8 Cavitación

La cavitación es un fenómeno físico, mediante el cual un líquido, en determinadas condiciones, pasa a estado gaseoso y unos instantes después pasa nuevamente a estado líquido. Este fenómeno tiene dos fases:

- Fase 1: Cambio de estado líquido a gaseoso.
- Fase 2: Cambio de estado gaseoso a líquido.

Un líquido se evapora cuando la energía no es suficiente para mantener las moléculas unidas, entonces estas se separan unas de otras y aparecen burbujas de vapor. En la figura 1.5.3 indica a que temperatura y presión inicia el cambio de estado del agua.

Figura 1.5.3 Curvas de presión de vapor del agua.



Fuente: Agronomos, 2010, pág. 6

1.5.9 Espesor de tuberías

Para el cálculo de espesores en tuberías se refiere según la norma ASME, la cual ayuda con el “diseño y operación de calderas y recipientes a presión. Se compone de XI secciones, de las cuales la VIII está dedicada exclusivamente a los recipientes a presión” (Asme, 2011, pág. 20). Según la norma se define como recipientes a presión a cualquier contenedor cerrado capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, sea esta interna o externa. Esta presión puede ser obtenida desde una fuente interna o externa, o por la aplicación de calor desde una fuente directa o indirecta, o cualquier combinación de ellas.

En la sección VIII, división 1 consta de tres subsecciones:

- a) Requisitos generales
- b) Requisitos concernientes a los métodos de diseño y fabricación de los recipientes sujetos a presión
- c) Requisitos concernientes a las clases de los materiales

Espesor mínimo de los componentes que retienen presión.

Según la norma el mínimo se permite un espesor para cuerpos y tapas después de formados y sin importar la forma de producto y material de: 1/16” o 1.6 mm, incluyendo tolerancia para corrosión, con las siguientes excepciones:

1. No aplica para placas que transfieran calor de intercambiadores de calor tipo placa.
2. No aplica para tubos de intercambiadores de calor tipo cuerpo y tubos, donde la tubería o los tubos sean de 6” NPS y menores
3. El espesor mínimo de cuerpos y tapas de calderas de vapor sin fuego directo debe ser excluyendo cualquier tolerancia para la corrosión;
4. El espesor mínimo de cuerpos y tapas usados en servicio de aire comprimido, servicio de vapor y servicio de agua deberá ser 3/32”.

Sub sección C

Cubre los requerimientos específicos que son aplicables a las clases de materiales utilizados en la fabricación de recipientes a presión.

1.5.9.1 Cálculo de espesor tramo I y II

El espesor mínimo de la carcasa o envolvente cilíndrica sometida a presión interna P , debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales y longitudinales.

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales

Se aplica la ecuación 1.18 cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a $0.835 SE$. (Asme, 2011, pág. 524)

$$t_1 = \frac{P_2 \times R_1}{S \times E_c - 0.6 \times P_2} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

Dónde:

t_1 : Espesor mínimo de la pared (plg)

P_2 : Presión interna de diseño (lb/plg²)

S : Esfuerzo máximo permisible del material los valores se muestran en el ANEXO 2 (lb/plg²)

E : Eficiencia de la junta, para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de la soldadura. Los valores se muestran en el ANEXO 3 (adimensional)

Espesor basado en los esfuerzos longitudinales

Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a $1.25 SE$. (Asme, 2011, pág. 5531)

Ecuación 1.19

$$t_1 = \frac{P_2 \times R_1}{2 \times S \times E_L + 0.4 \times P_2}$$

Para las ecuaciones 1.19 y 1.20:

Dónde:

t_1 : Espesor mínimo de la pared (plg)

P_2 : Presión interna de diseño (lb/plg²)

R_1 : Radio interno de la carcasa (plg)

S : Esfuerzo máximo permisible del material, los valores se muestran en el ANEXO 2 (lb/plg²)

E : Eficiencia de la junta, para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de soldadura. Los valores se muestran en el ANEXO 3 (adimensional)

Presión adicional de carga estática

Es la presión del fluido sobre el sistema en una condición de reposo, que se considera un sistema estático.

$$P_{f1} = Z_1 \times \gamma \quad \text{Ecuación 1.20}$$

Dónde:

P_{f1} : Presión estática del agua al nivel de la turbina (Pa)

Z_1 : Altura bruta (m)

γ : Peso específico del fluido (N/m³)

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales + estáticos

Es una sumatoria de esfuerzos combinados (estáticos y dinámicos) que soporta la tubería. (Asme, 2011, pág. 536)

$$t_1 = \frac{(P_2 + P_{f1}) \times R_1}{S \times E_c - 0.6 \times P_2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

Dónde:

t_1 : Espesor mínimo de la pared (plg)

P_{f1} : Presión estática del agua al nivel de la turbina (Pa)

P_2 : Presión interna de diseño (lb/plg²)

R_1 : Radio interno de la carcaza (plg)

S : Esfuerzo máximo permisible del material, los valores se muestran en el ANEXO 2 (lb/plg²)

E : Eficiencia de la junta, para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de soldadura. Los valores se muestran en el ANEXO 3 (adimensional)

1.5.9.2 Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad es el valor de la capacidad máxima de un sistema (la máxima presión a la que se somete la tubería, incluyendo sobre presiones por golpe de ariete) y el valor del requerimiento esperado real. Por esta razón es un número mayor que uno, que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos. El “factor de seguridad (fs) sugerido de diseño, es 2.5 para tubería de conducción y 1.5 para tubería sometidas a presión” (American, 2011, pág. 8) y se calcula con la ecuación 1.22.

$$t_{f1} = t_1 \times fs \quad \text{Ecuación 1.22}$$

Dónde:

t_{f1} : Espesor final (plg)

t_1 : Espesor de la tubería sin factor de seguridad (plg)

fs : Factor de seguridad (adimensional)

1.5.9.3 Presión máxima permisible

Para determinar la presión máxima permisible que soporta este espesor de diseño, despejar P_3 de la ecuación 1.21 y usar el espesor calculado como dato.

$$P_3 = \frac{S \times E_c \left(t_2 - \frac{P_{f2} \times R_2}{S \times E_c} \right)}{R_2 + 0.6 t f_2} \quad \text{Ecuación 1.23}$$

Dónde:

t_1 : Espesor mínimo de la pared (plg)

P_{f1} : Presión estática del agua al nivel de la turbina (psi)

P_2 : Presión interna de diseño (lb/plg²)

R_1 : Radio interno de la carcaza (plg)

S : Esfuerzo máximo permisible del material, los valores se muestran en el ANEXO 2 (lb/plg²)

E : Eficiencia de la junta, para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de soldadura. Los valores se muestran en el ANEXO 3 (adimensional)

1.5.10 Golpe de ariete

Es el efecto de propagación de ondas de presión en la tubería de presión, se produce cuando se detiene bruscamente el paso del fluido por una válvula en un extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de fluido que se detiene son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás, las cuales todavía siguen en movimiento. Esto ocasiona una sobrepresión que se propagarán dentro de la tubería en forma de onda, a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido, y se define como tiempo crítico, el cual es el tiempo que tarda una onda de presión en recorrer la tubería forzada y volver al punto inicial.

Se calcula mediante:

$$T_c = \frac{2 \times L}{C} \quad \text{Ecuación 1.24}$$

Dónde:

T_c : Espesor final (m)

L : Longitud de la tubería de presión (m)

C : Velocidad de la onda de presión en el interior de la tubería (m/s)

$$C = \sqrt{\frac{\frac{\delta}{K}}{1 + \frac{K \times D}{E \times t_2}}}$$

Ecuación 1.25

Dónde:

C : Velocidad de la onda de presión en el interior (m/s)

K : Módulo de elasticidad del fluido (N/m²)

δ : Densidad del agua a 15°C (Kg/m³)

D : Diámetro interior de la tubería de presión (m)

E : Módulo de elasticidad del material de la tubería (MPa)

t_2 : Espesor de la tubería (m)

Después de calcular el tiempo crítico, se puede conocer la “sobrepresión que se produce cuando la onda de presión vuelve a la válvula” (Poza, 2008, pág. 124), se calcula mediante la ecuación 1.26

$$P_r = \frac{C \times V_3 \times \gamma}{g}$$

Ecuación 1.26

Dónde:

P_r : Sobre presión por efecto de golpe de ariete (Pa)

C : Velocidad de la onda de presión en el interior (m/s)

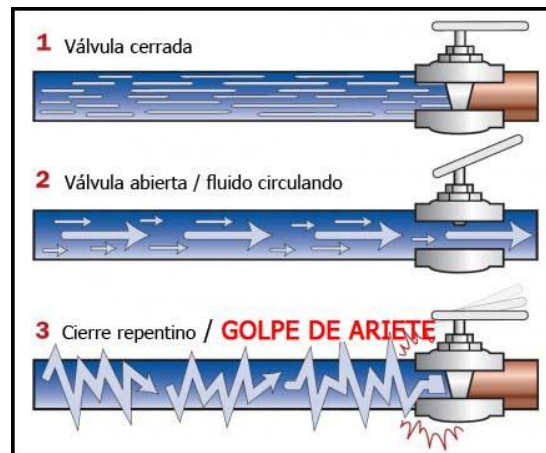
V_3 : Velocidad del fluido en el tramo II de la tubería de presión (m/s)

γ : Peso específico del fluido a 15°C, según el ANEXO 3 (N/m³)

g : Gravedad (m/s²)

Esta sobrepresión tiene dos efectos: comprime ligeramente el fluido, al reducir su volumen, y dilata ligeramente la tubería. Cuando todo el fluido que circula en la tubería se detiene, cesa el impulso que la comprime, ésta tiende a expandirse. Por otro lado, la tubería que se había ensanchado ligeramente tiende a retomar su dimensión normal. Conjuntamente, estos efectos provocan otra onda de presión en el sentido contrario. Para explicar físicamente el fenómeno, se recurre al siguiente gráfico:

Figura 1.5.4 Fenómeno de golpe de ariete.



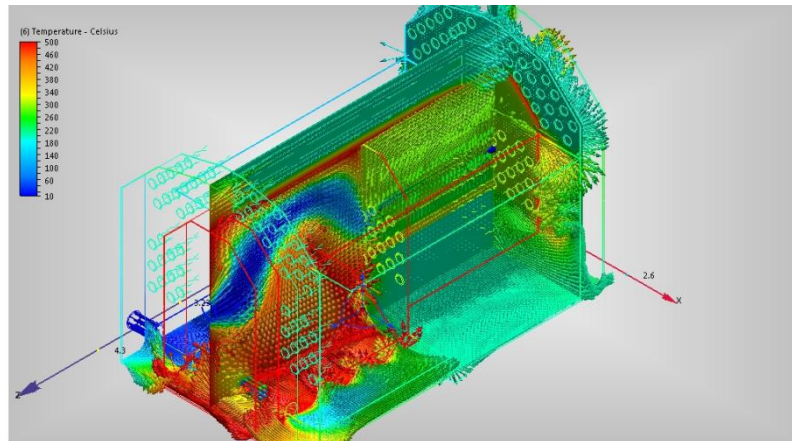
Fuente: Allen, 1990, pág. 275

1.6 Simulador de fluidos CFD

El simulador de fluidos CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) es una herramienta informática cada vez más empleada en la obtención de gráficos por computadora, para generar animaciones realistas del comportamiento del agua, humo, explosiones, y fenómenos relacionados. Dar las configuraciones de entrada de un fluido y una geometría de escenario, el simulador realiza la evolución del movimiento del fluido hacia adelante en el tiempo. El uso del software se hace necesario cuando el movimiento de los fluidos en ciertos pasajes, y en general en formas complejas, desafían el análisis directo por medio de las ecuaciones que lo gobiernan. Algunos ejemplos de estos son el flujo por el interior de válvulas, bombas, ventiladores, sopladores, etc.

El CFD dispone de métodos numerosos para determinar múltiples soluciones, los cuales utilizan el método de elementos finitos para reducir las ecuaciones complejas que la gobiernan, a un conjunto de ecuaciones algebraicas en puntos discretos o nodos sobre cada elemento pequeño dentro del fluido. Para lograr la exactitud adecuada se requiere que los elementos sean muy pequeños, de modo que el modelo del elemento finito contenga literalmente millones de elementos. El cómputo de alta velocidad y los códigos eficientes de programación hacen que este análisis sea práctico, obtendrá resultados que incluyen perfiles de velocidad del flujo, presiones, temperaturas y líneas de corriente que se representan en forma gráfica, por lo general en colores que ayudan a interpretar los resultados.

Figura 1.6.1 Simulador CFD



Fuente: Sysmagazine, 2014, pág. 1

Los pasos que se sugiere para emplear el CFD incluyen lo siguiente:

1. Establecer las condiciones de frontera que definan valores conocidos como presión, velocidad, temperatura y coeficientes de transferencia de calor en el fluido.
2. Asignar un tamaño de malla a cada elemento, con tamaño nominal de 0.10mm.
3. Después, la mayoría del software creará en forma automática el modelo del elemento finito.
4. Especificar el tipo de material para los componentes sólidos (acero, aluminio, plástico) y los fluidos (aire, agua y aceite) los cuales deberán ser cargados las propiedades en el sistema.
5. Iniciar el proceso de cómputo. Debido a que existen un número enorme de cálculos por hacer, este proceso puede tomar una cantidad significativa de tiempo, en función de la complejidad del modelo ingresado.
6. Cuando se termina el análisis, se selecciona el tipo de presentación que más se ajuste con los factores investigados. Pueden ser trayectorias del fluido, perfiles de velocidad, graficas isotermas, distribución de presiones, etc.

1.7 Ventajas de las centrales hidroeléctricas

- Disponibilidad: El ciclo del agua lo convierte en un recurso inagotable.
- Energía limpia: No emite gases invernadero, ni provoca lluvia ácida, ni produce emisiones tóxicas.
- Energía barata: Sus costes de explotación son bajos, y su mejora tecnológica hace que se aproveche de manera eficiente los recursos hidráulicos disponibles.
- Trabaja a temperatura ambiente: No son necesarios sistemas de refrigeración o calderas, que consumen energía y en muchos casos contaminan.
- El almacenamiento de agua permite el suministro para regadíos o la realización de actividades de recreo.
- La regulación del caudal controla el riesgo de inundaciones

1.8 Inconvenientes de las centrales hidroeléctricas

- Su construcción y puesta en marcha requiere inversiones importantes. Además, los emplazamientos en donde se pueden construir centrales hidroeléctricas en buenas condiciones económicas son limitados.
- Las presas se convierten en obstáculos insalvables para especies como los salmones, que tienen que remontar los ríos para desovar. Por su parte, los embalses afectan a los cauces, provocan erosión, e inciden en general sobre el ecosistema del lugar.
- Empobrecimiento del agua: El agua embalsada no tiene las condiciones de salinidad, gases disueltos, temperatura, nutrientes, y demás propiedades del agua que fluye por el río. Los sedimentos se acumulan en el embalse, por lo que el resto del río hasta la desembocadura acaba empobreciéndose de nutrientes.
- Los emplazamientos hidráulicos suelen estar lejos de las grandes poblaciones, por lo que es necesario transportar la energía eléctrica producida a través de costosas redes.

CAPÍTULO II

DISEÑO

2.1 Estudio hidrológico

2.1.1 Determinación de caudal de equipamiento

En el estudio hidrológico se realiza con el aforo del río Palanda, donde se obtiene una serie de datos anuales lo suficientemente grandes que incluyen años secos, húmedos y normales. En la tabla 2.1.1 se muestra los valores del caudal aforado en un período de tiempo de 7 años.

Tabla 2.1.1 Caudales medios durante los meses de los años hidrológicos

Año	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
1984	18.94	41.52	30.76	35.53	24.27	56.43	40.50	34.43	20.72	28.69	18.92	39.12
1980	32.94	37.96	49.03	42.94	37.70	54.30	61.28	26.81	30.65	43.86	28.62	33.95
1983	44.13	35.56	33.50	22.30	33.60	28.96	26.37	20.84	30.48	33.92	22.40	28.75
1985	19.36	28.67	31.28	26.36	35.07	54.68	37.41	37.41	26.40	34.19	20.21	16.78
1982	23.56	24.41	18.23	32.70	29.53	28.15	41.73	37.35	29.65	20.85	24.14	40.43
1986	31.01	22.41	24.70	49.58	40.54	24.83	38.38	29.46	33.36	22.00	24.84	32.32
1976	31.86	19.82	28.99	52.14	52.43	81.20	77.08	68.94	45.34	18.79	22.06	20.53

Fuente: Inecel, 1987, pág. 56

En la tabla 2.1.2 se puede observar el procesamiento de los datos estadísticos en función de la aportación registrada según la tabla 2.1.1. En la primera columna de encuentran los rangos de caudales ordenados de mayor a menor; en la segunda la frecuencia absoluta de cada rango en días; en la tercera el total de días en los 7 años de cada rango; en la cuarta el total de días acumulados para cada rango y, finalmente, en la quinta está la frecuencia absoluta acumulada en porcentaje.

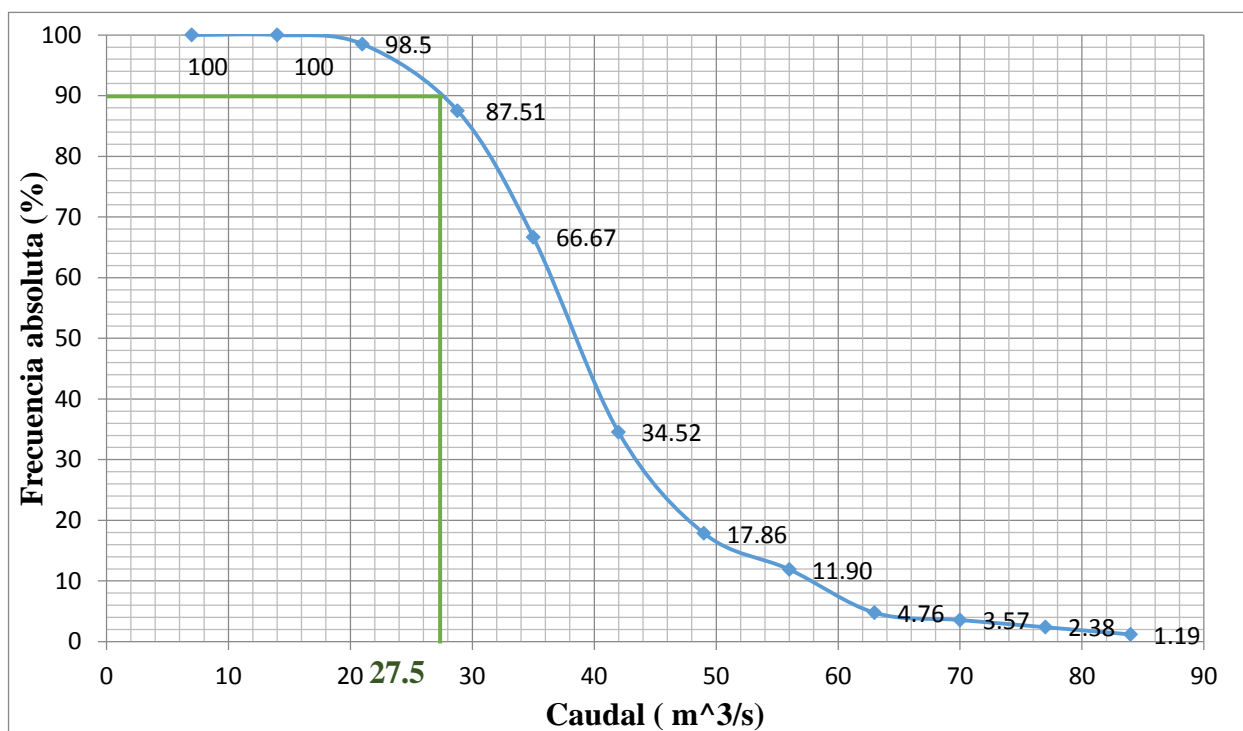
Tabla 2.1.2 Frecuencia absoluta, relativa y duración de caudales

Caudal (m ³ /s)	Años							Total	Frecuencia relativa (m)	Frecuencia absoluta P%=(m/N)x100
	1976 (días)	1980 (días)	1982 (días)	1983 (días)	1984 (días)	1985 (días)	1986 (días)			
De 77.1 a 84.1	30	0	0	0	0	0	0	30	30	1.19
De 70.1 a 77.1	30	0	0	0	0	0	0	30	60	2.38
De 63.1 a 70.1	30	0	0	0	0	0	0	30	90	3.57
De 56.1 a 63.1	0	30	0	0	0	0	0	30	120	4.76
De 49.1 a 56.1	60	30	0	0	30	30	30	180	300	11.90
De 42.1 a 49.1	30	90	0	30	0	0	0	150	450	17.86
De 35.1 a 42.1	0	60	90	30	120	60	60	420	870	34.52
De 28.1 a 35.1	60	120	120	180	90	120	120	810	1680	66.67
De 21.1 a 28.1	30	30	90	90	30	60	150	480	2160	87.51
De 14.1 a 21.1	90	0	60	30	90	90	0	360	2520	100
De 7.1 a 14.1		0	0	0	0	0	0	0	2520	100
De 0.1 a 7.1	0	0	0	0	0	0	0	0	2520	100
Total días	360	360	360	360	360	360	360	2520		

Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La curva de duración de caudales que muestra la figura 2.1.1, indica la persistencia de caudales en los 7 años.

Figura 2.1.1 Curva de duración de caudales



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

En la figura 2.1.1 curva de duración de caudales, sirve para determinar el caudal frecuente (Q_{fr}), que “se obtiene a una frecuencia absoluta del 90%” (Sánchez, 1995, pág. 50), este porcentaje se ingresa a la curva, con un valor del caudal de $27.5 \text{ m}^3/\text{s}$.

2.1.2 Determinación del caudal de diseño

Para la determinación del caudal de diseño, se necesita calcular los siguientes caudales.

Caudal de equipamiento:

Datos:

$$Q_{fr} = 27.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculos:

$$Q_{eq} = Q_{fr} \times 90\% \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.2}]$$

$$Q_{eq} = 27.5 \text{ m}^3/\text{s} \times 90\%$$

$$Q_{eq} = 24.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal ecológico:

Datos:

$$Q_{eq} = 24.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculo:

$$Q_e = Q_{eq} \times 10\% \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.1}]$$

$$Q_e = 24.75 \text{ m}^3/\text{s} \times 10\%$$

$$Q_e = 2.47 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal de diseño:

Datos:

$$Q_{eq} = 24.75 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_e = 2.47 \text{ m}^3/\text{s}$$

Cálculo:

$$Q = Q_{eq} - Q_e$$

[Aplicar la ecuación 1.3]

$$Q = (24.75 - 2.47)m^3/s$$

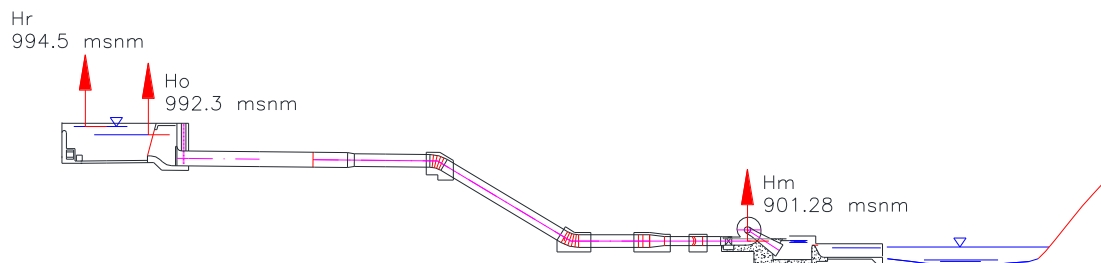
$$Q = 22.28 m^3/s$$

Para efectos de diseño y selección de los equipos hidráulicos se sugiere tener un caudal con número enteros. En los siguientes cálculos se considerará una caudal de $Q=22 m^3/s$.

2.2 Determinación de la altura bruta

Con un caudal de diseño de $22 m^3/s$ en la captación, el cauce del río Palanda se encuentra a un nivel (H_r) de 994.5 msnm, con un nivel normal de operación (H_o) a 992.33 msnm, y hasta el nivel de tubería (H_m) en casa de máquinas, a 901.28 msnm, estos datos son propios del proyecto medidos en el campo según a las condiciones geográficas del sector, como se muestra en la figura 2.2.1.

Figura 2.2.1 Niveles de altitud del fluido



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Para obtener la altura bruta de la central hidroeléctrica se necesitan los siguientes datos de entrada:

Datos:

$$H_r = 994.5 m$$

$$H_m = 901.28 m$$

Cálculo:

$$Hb = Hr - Hm$$

$$Hb = 994.5 \text{ m} - 901.28 \text{ m}$$

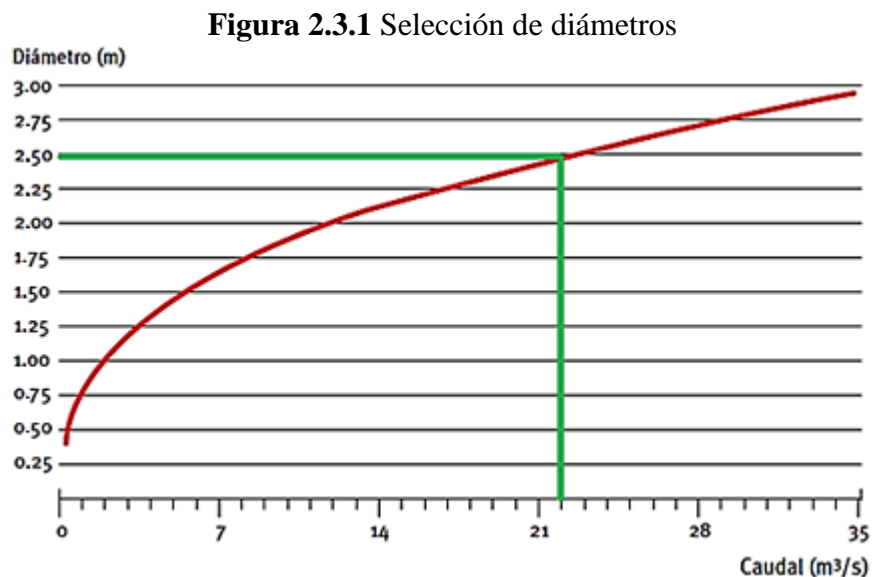
$$Hb = 93.22 \text{ m}$$

2.3 Determinación del diámetro inicial de tuberías

Es necesario considerar dos tipos de diámetros a la tubería de la central, un diámetro D_1 en la tubería de conducción que sirve para garantizar que el fluido transite sin presiones internas, y un diámetro D_2 en la tubería de presión que sirve para garantizar que no exista burbujas de aire en su interior.

2.3.1 Tubería de conducción

Para la obtención del diámetro de la tubería, se selecciona un diámetro estimado por el fabricante de tuberías el cual servirá como dato inicial hasta definir el diámetro de diseño.



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Ingresar con el caudal de diseño $Q=22 \text{ m}^3/\text{s}$ a la curva de la figura 2.3.1 y se obtiene el diámetro inicial d_{in} en función del caudal de diseño.

Entonces:

$$d_{in} = 2.50 \text{ m}$$

Longitud de la franja de seguridad S .

Datos:

$$d_{in} = 2.50 \text{ m}, \text{ según la figura 2.3.1}$$

Cálculo:

$$S = 0.4 \times \frac{d_{in}}{2} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.7}]$$

$$S = 0.4 \times 1.25 \text{ m}$$

$$S = 0.5 \text{ m}$$

Y para la obtención del diámetro inicial:

Datos:

$$D_{in} = 2.5 \text{ m}, \text{ según la figura 2.3.1}$$

$$S = 0.5 \text{ m}$$

Cálculo:

$$D_1 = d_{in} + S \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.8}]$$

$$D_1 = (2.5 + 0.5) \text{ m}$$

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

2.3.2 Tubería de Presión

La tubería debe encontrarse llena al 100% todo el tiempo, lo cual no se considera rangos de seguridad “s”.

Seleccionamos el diámetro inicial $d_2=2.5 \text{ m}$, según la figura 2.3.1.

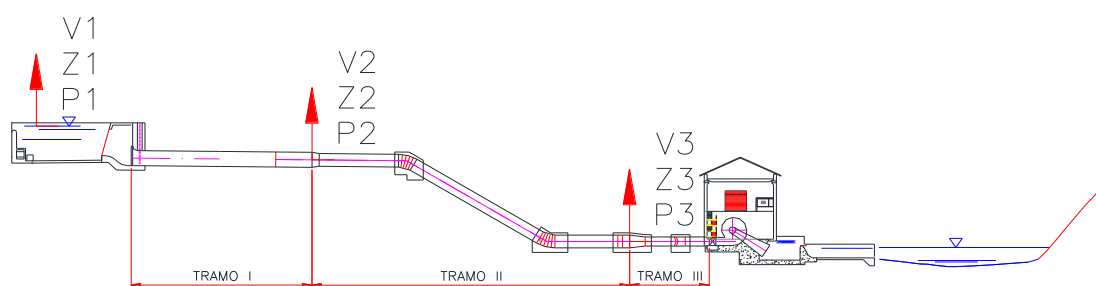
$$D_2 = d_{in} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.9}]$$

$$D_2 = 2.50 \text{ m}$$

2.4 Cálculo de pérdidas mayores

La mayor cantidad de pérdidas de energía se produce por efecto de la fricción existente entre el agua y las paredes de la tubería, en secciones rectilíneas y largas de tuberías tanto par flujo laminar como turbulento, en el gráfico 2.4.1 muestra el perfil de la tubería de conducción y presión, divididos en tramos I, II y III.

Figura 2.4.1 Tramo general de tuberías



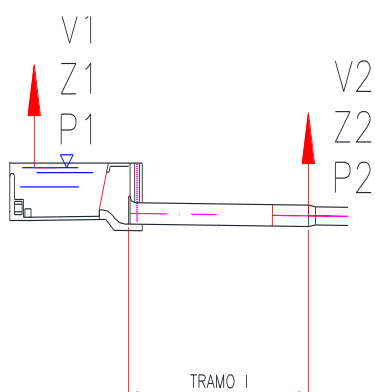
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

2.4.1 Pérdidas en la tubería de conducción

Cálculo de presión al tramo I

El tramo I va desde la cota del nivel del tanque de presión, hasta el inicio de la tubería de presión, y abarca toda la tubería de conducción.

Figura 2.4.2 Tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Datos:

$$Q = 22 \frac{m^3}{s}$$

$L_1 = 1484 \text{ m}$, longitud de la tubería de conducción

$$Z_1 = 14.84 \text{ m}$$

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

$$P_1 = 0 \text{ psi (A la atmósfera)}$$

$$Z_2 = 0 \text{ m}$$

$$V_1 = 0 \frac{m}{s}$$

Cálculo de la velocidad en el punto 2

$$Q = V_2 \times A$$

$$V_2 = \frac{Q \times 4}{D_2^2 \times \pi}$$

$$V_2 = \frac{22 \frac{m^3}{s} \times 4}{(3 \text{ m})^2 \times \pi}$$

$$V_2 = 3.112 \frac{m}{s}$$

Cálculo de presión en el punto 2

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2 \times g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$P_2 = \left[Z_1 - \frac{V_2^2}{2 \times g} \right] \times \gamma$$

$$P_2 = \left[(14.84 \text{ m}) - \frac{\left(3.112 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \times 9.8 \frac{m}{s^2}} \right] \times 9800 \frac{N}{m^3}$$

$$P_2 = 140.594 \text{ kPa} = 20.406 \text{ psi}$$

Número de Reynolds

Sirve para determinar si existe un flujo laminar o turbulento en el interior de la tubería.

Datos:

$$V_2 = 3.112 \frac{m}{s}$$

$$\delta = 1000 \frac{kg}{m^3}, \text{ a } 15^\circ\text{C según el ANEXO 3}$$

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

$$\mu = 1.15 \times 10^{-3} \frac{N \times s}{m^2}, \text{ a } 15^\circ\text{C según el ANEXO 3}$$

Cálculos:

$$N_R = \frac{\delta \times V \times D_1}{\mu} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.11}]$$

$$N_R = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} \times 3.112 \frac{m}{s} \times 3 \text{ m}}{1.15 \times 10^{-3} \frac{N \times s}{m^2}}$$

$$N_R = 9152941.17$$

El valor del número de Reynolds es de $9152941.17 > 2000$, se confirma un régimen turbulento.

Rugosidad relativa

Datos:

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

$$\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}, \text{ según la tabla 1.5.1}$$

Cálculos:

$$\frac{D_1}{\varepsilon} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.12}]$$

$$\frac{D_1}{\varepsilon} = \frac{3 \text{ m}}{4.6 \times 10^{-5} \text{ m}}$$

$$\frac{D_1}{\varepsilon} = 65217.39$$

Factor de fricción

Datos:

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

$$N_R = 9152941.17$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = 65217.39$$

Cálculos:

$$f_1 = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D_1}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.13}]$$

$$f_1 = \frac{0.25}{26.410}$$

$$f_1 = 0.00946601$$

Pérdidas mayores

Se obtiene la mayor cantidad de pérdidas en la tubería de conducción que tiene una longitud de 1484m.

Datos:

$$f_1 = 0.00946601$$

$$L_1 = 1484 \text{ m}$$

$$V_1 = 3.112 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

Cálculos:

$$h_{L1} = f_1 \times \frac{L}{D_1} \times \frac{V_1^2}{2g} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.14}]$$

$$h_{L1} = \frac{0.00946601 \times 1484 \text{ m} \times \left(3.112 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 3 \text{ m} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

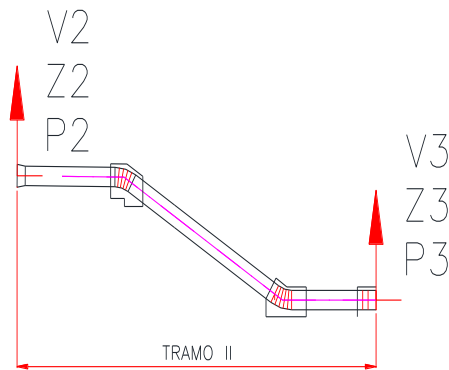
$$h_{L1} = 2.31 \text{ m}$$

2.4.2 Pérdidas en la tubería de presión

Cálculo de presión al tramo II

El tramo II va desde el inicio de la tubería de presión, hasta el fin de la misma.

Figura 2.4.3 Tubería de presión.



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Datos:

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$$Q = 22 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$L_2 = 182.22 \text{ m}$$

$$Z_2 = 78.38 \text{ m}$$

$$V_2 = 3.112 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_2 = 140.594 \text{ kPa}$$

$$Z_3 = 0 \text{ m}$$

Cálculo de la velocidad en el punto 3

$$Q = V_3 \times A$$

$$V_3 = \frac{Q \times 4}{D_2^2 \times \pi}$$

$$V_3 = \frac{22 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 4}{(2.5 \text{ m})^2 \times \pi}$$

$$V_3 = 4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo de la presión en el punto 3

$$\frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2 \times g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 \times g} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.10}]$$

$$P_3 = \left(\frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2 \times g} - \frac{V_3^2}{2 \times g} \right) \times \gamma$$

$$P_3 = \left[\frac{140594 \text{ Pa}}{9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + 78.38 \text{ m} + \frac{\left(3.112 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - \frac{\left(4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right] \times \gamma$$

$$P_3 = [92.99 \text{ m}] \times 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$P_3 = 911.31 \text{ kPa} = 132.26 \text{ psi}$$

Número de Reynolds

Datos:

$$V_3 = 4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\delta = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \text{ a } 15^\circ\text{C según el ANEXO 3}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$$\mu = 1.15 \times 10^{-3} \frac{\text{N} \times \text{s}}{\text{m}^2}, \text{ a } 15^\circ\text{C según el ANEXO 3}$$

Cálculo:

$$N_R = \frac{\delta \times V_3 \times D_2}{\mu} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.11}]$$

$$N_R = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 2.5 \text{ m}}{1.15 \times 10^{-3} \frac{\text{N} \times \text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$N_R = 10984803.92$$

El valor del número de Reynolds es de $10984803.92 > 2000$, se confirma un régimen turbulento.

Rugosidad relativa

Datos:

$$D_2 = 2.5m$$

$$\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5} m, \text{ según la tabla 1.5.1}$$

Cálculos:

$$\frac{D}{\varepsilon}$$

[Aplicar la ecuación 1.12]

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{2.5 m}{4.6 \times 10^{-5} m}$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = 54347.826$$

Factor de fricción

Datos:

$$D_2 = 2.5m$$

$$N_R = 10984803.92$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = 54347.826$$

Cálculos:

$$f_2 = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

[Aplicar la ecuación 1.13]

$$f_2 = \frac{0.25}{26.1964}$$

$$f_2 = 0.00954330$$

Perdidas principales

Datos:

$$f_2 = 0.00954330$$

$$L_2 = 182.22 \text{ m}$$

$$V_3 = 4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

Cálculos:

$$h_{L2} = f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times \frac{V_3^2}{2g} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.14}]$$

$$h_{L2} = \frac{0.00954330 \times 182.22 \text{ m} \times \left(4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 2.5 \text{ m} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

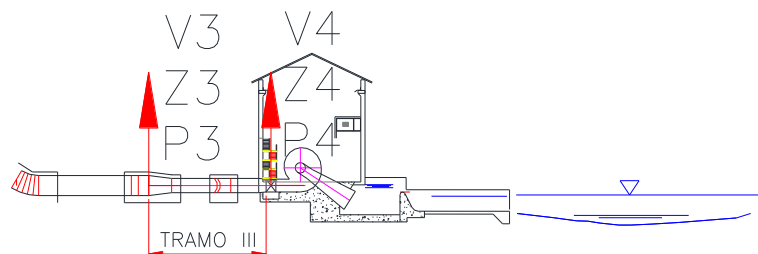
$$h_{L2} = 0.712 \text{ m}$$

2.4.3 Pérdidas en la tubería de ingreso a las turbinas

Cálculo de presión al tramo III

El tramo III va desde el fin de la tubería de presión, hasta el ingreso a las válvulas mariposa. El diámetro de la tubería es el mismo que el tramo II

Figura 2.4.4 Ingreso a las turbinas



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Datos:

$$D_3 = 1.5 \text{ m}$$

$$Q = 11 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, \text{ caudal que se divide en la bifurcación.}$$

$$L_3 = 16.78 \text{ m}$$

$$Z_3 = 78.38 \text{ m}$$

$$V_3 = 4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_3 = 911.316 \text{ kPa}$$

$$Z_4 = 78.38 \text{ m}$$

Cálculo de la velocidad en el punto 4

$$Q = V_4 \times A$$

$$V_4 = \frac{Q \times 4}{D_3^2 \times \pi}$$

$$V_4 = \frac{11 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 4}{(1.5 \text{ m})^2 \times \pi}$$

$$V_4 = 6.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo de la presión en el punto 4

$$\frac{P_4}{\gamma} + Z_4 + \frac{V_4^2}{2 \times g} = \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2 \times g}$$

[Aplicar la ecuación 1.10]

$$P_4 = \left(\frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2 \times g} - \frac{V_4^2}{2 \times g} \right) \times \gamma$$

$$P_4 = \left[\frac{911316 \text{ Pa}}{9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}} + \frac{\left(4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} - \frac{\left(6.22 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right] \times \gamma$$

$$P_4 = [95.98 \text{ m}] \times 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$P_4 = 940.67 \text{ kPa} = 136.52 \text{ psi}$$

Número de Reynolds

Datos:

$$V_4 = 6.22 \frac{m}{s}$$

$$\delta = 1000 \frac{kg}{m^3}, \text{ a } 15^\circ\text{C seg\u00fan el ANEXO 3}$$

$$D_3 = 1.5 m$$

$$\mu = 1.15 \times 10^{-3} \frac{N \times s}{m^2}, \text{ a } 15^\circ\text{C seg\u00fan el ANEXO 3}$$

C\u00e1lculos:

$$N_R = \frac{\delta \times V_4 \times D_3}{\mu} \quad [\text{Aplicar la ecuaci\u00f3n 1.11}]$$

$$N_R = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} \times 6.22 \frac{m}{s} \times 1.5 m}{1.15 \times 10^{-3} \frac{N \times s}{m^2}}$$

$$N_R = 9147058.82$$

El valor del n\u00famero de Reynolds es de $9147058.82 > 2000$, se confirma un r\u00e9gimen turbulento.

Rugosidad relativa

Datos:

$$D_3 = 1.5m$$

$$\varepsilon = 4.6 \times 10^{-5} m, \text{ seg\u00fan la tabla 1.5.1}$$

C\u00e1lculos:

$$\frac{D}{\varepsilon} \quad [\text{Aplicar la ecuaci\u00f3n 1.12}]$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{1.5 m}{4.6 \times 10^{-5} m}$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = 32608.7$$

Factor de fricción

Datos:

$$D_3 = 1.5m$$

$$N_R = 9147058.82$$

$$\frac{D}{\varepsilon} = 32608.7$$

Cálculos:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

[Aplicar la ecuación 1.13]

$$f = \frac{0.25}{24.432}$$

$$f = 0.01027$$

Perdidas principales

Datos:

$$f = 0.01027$$

$$L_3 = 16.78 \text{ m}$$

$$V_4 = 6.22 \frac{m}{s}$$

$$D_3 = 1.5 \text{ m}$$

Cálculos:

$$h_{L2} = f \times \frac{L_3}{D_3} \times \frac{V_3^2}{2g}$$

[Aplicar la ecuación 1.14]

$$h_{L2} = \frac{0.01027 \times 16.78 \text{ m} \times \left(6.22 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \times 1.5 \text{ m} \times 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_{L2} = 0.23 \text{ m} \times 2 \text{ tramos}$$

$$h_{L2} = 0.46 \text{ m}$$

2.5 Cálculo de pérdidas menores

Las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de la velocidad del fluido, conforme para por un codo, expansión o contracción de la sección de flujo o por una válvula.

2.5.1 Ingreso

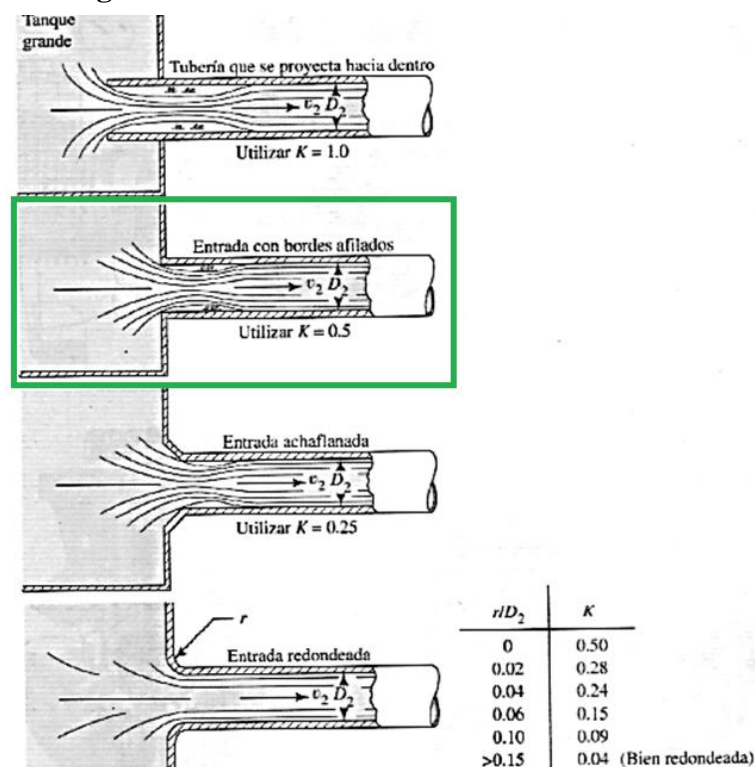
Las pérdidas al ingreso suceden cuando un fluido se mueve de un depósito o tanque relativamente grande hacia una tubería. El fluido debe acelerar desde una velocidad despreciable a la velocidad de flujo en la tubería.

Datos:

$$V_2 = 3.112 \frac{m}{s}$$

$K = 0.5$, entrada con bordes afilados, según el gráfico 2.7.1

Figura 2.5.1 Coeficiente de resistencia de entradas



Fuente: Mott, 2006, pág. 293

$$h_{Lm1} = K \times \frac{V_2^2}{2g}$$

[Aplicar la ecuación 1.15]

$$h_{Lm1} = 0.5 \times \frac{\left(3.112 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{Lm1} = 0.2464 \text{ m}$$

2.5.2 Codos

Se usan para dirigir la trayectoria del flujo o para que cambien su tamaño.

Datos:

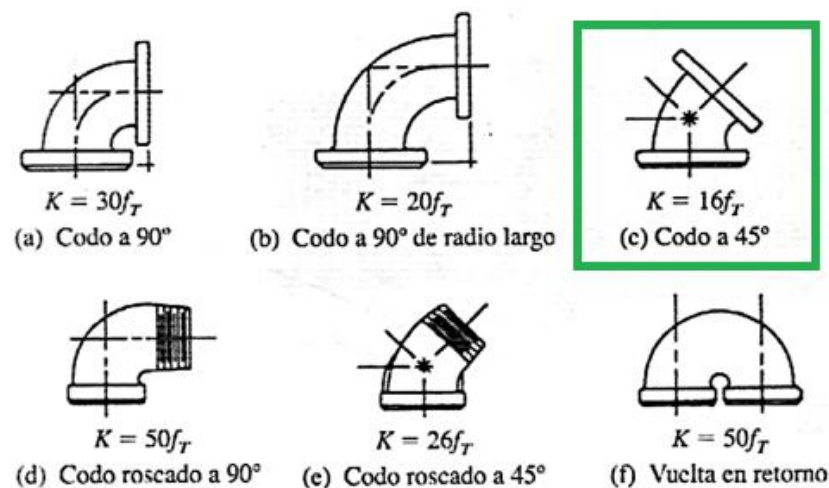
2 codos a 45°

$$V_3 = 4.4818 \frac{m}{s}$$

$K = 16f_T$ según la figura 2.5.2

$f_T = 0.009$, según la tabla 1.5.2, en el rango tamaño nominal de la tubería de 24 a 60 plg.

Figura 2.5.2 Codos de tubería



Fuente: Mott, 2006, pág. 296

$$h_{Lm2} = K \times \frac{V^2}{2g}$$

[Aplicar la ecuación 1.15]

$$h_{Lm2} = 16(0.009) \times \frac{\left(4.4818 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{Lm2} = 0.147 \text{ m} \times 2$$

Se multiplica por 2 codos que posee la tubería de presión.

$$h_{Lm2} = 0.29 \text{ m}$$

2.5.3 Reducción

Se usa para conectar el final de la tubería de conducción (tramo I) y el inicio de la tubería de presión (tramo II).

Datos:

$$V_2 = 3.844 \frac{m}{s}$$

$\theta = 18^\circ$ ángulo requerido de diseño.

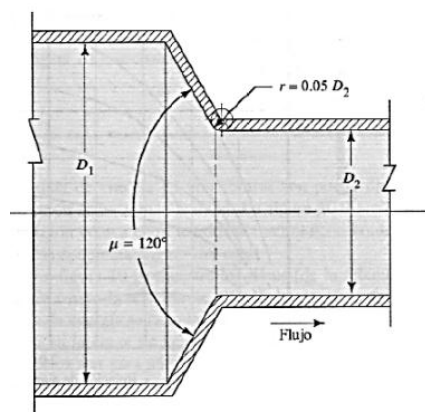
$$D_1 = 3.0 \text{ m}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{3.0}{2.5} = 1.2$$

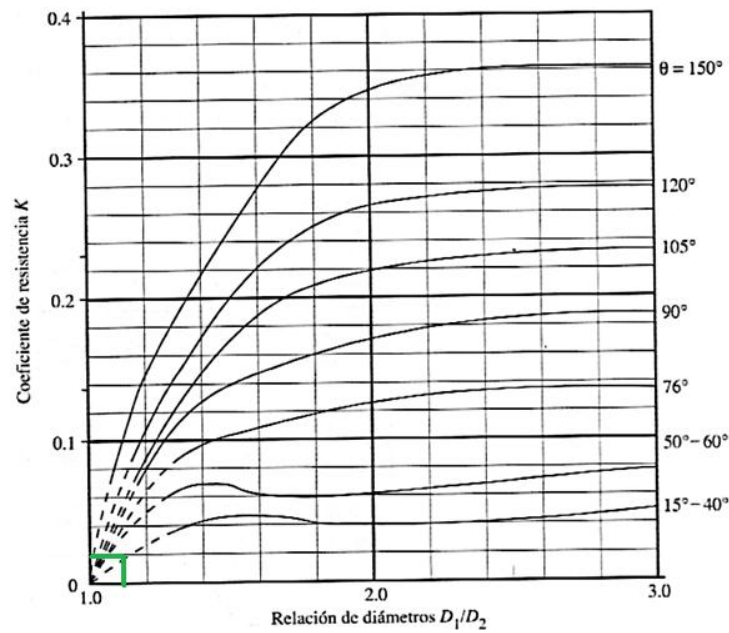
$K = 0.02$, según la curva del gráfico 2.7.4

Figura 2.5.3 Contracción gradual



Fuente: Mott, 2006, pág. 291

Figura 2.5.4 Coeficiente de resistencia –contracción gradual con $\theta \geq 15^\circ$



Fuente: Mott, 2006, pág. 292

$$h_{Lm3} = K \times \frac{V_2^2}{2g} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.15}]$$

$$h_{Lm3} = 0.02 \times \frac{\left(3.844 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{Lm3} = 0.015 \text{ m}$$

2.5.4 Válvulas mariposa

Se instalan anterior al ingreso de la turbina para el control de la velocidad de giro y el ingreso del caudal.

Datos:

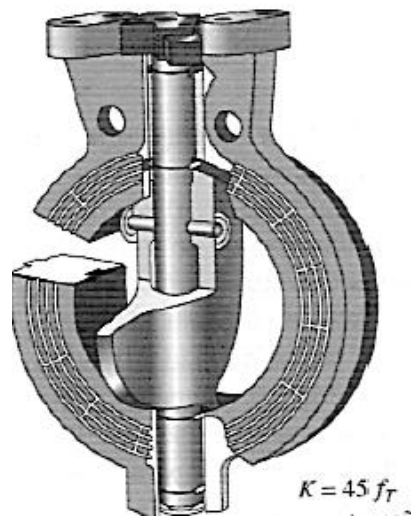
2 válvulas

$$V_4 = 6.22 \frac{m}{s}$$

$K = 45f_T$, según la figura 2.5.5

$f_T = 0.009$, según la tabla 1.5.2, en el rango tamaño nominal de la tubería de 24 a 60 plg.

Figura 2.5.5 Válvula mariposa



Fuente: Mott, 2006, pág. 295

$$K = 45 f_T$$

$$K = 45 \times 0.009$$

$$K = 0.40$$

$$h_{Lm4} = K \times \frac{V_4^2}{2g}$$

[Aplicar la ecuación 1.15]

$$h_{Lm4} = 0.40 \times \frac{\left(6.22 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$h_{Lm4} = 0.59 \text{ m} \times 2$$

Se multiplica por 2, una en cada salida de la bifurcación.

$$h_{Lm4} = 1.18 \text{ m}$$

2.5.5 Bifurcación tipo Y

Son 2 ramales con reducción que salen de la tubería de presión.

Datos:

$$V_3 = 4.4818 \frac{m}{s}$$

$\theta = 90^\circ$, ángulo en la reducción, según el diseñador.

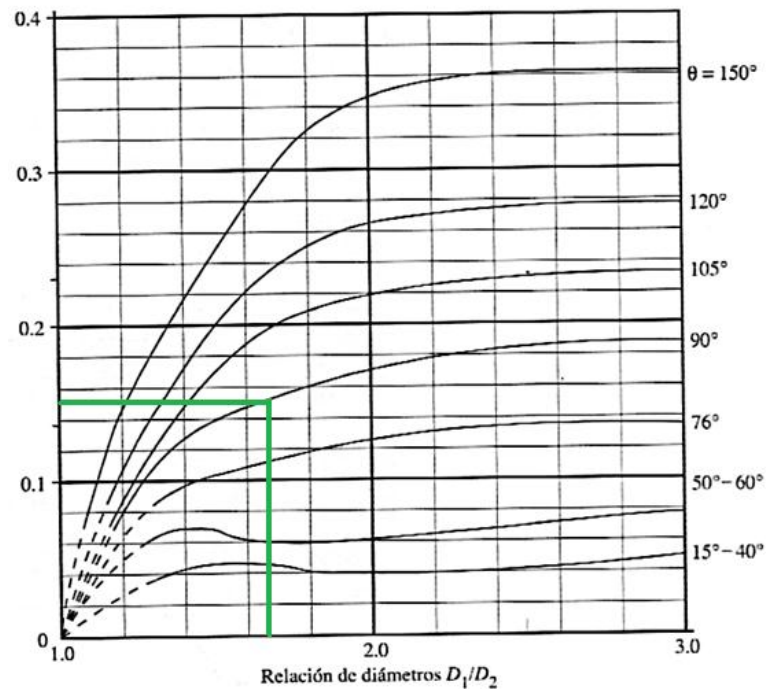
$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$D_3 = 1.5 \text{ m}$, diámetro al ingreso a la turbina, según el fabricante.

$$\frac{D_2}{D_3} = \frac{2.5}{1.5} = 1.66$$

$K = 0.15$, según la figura 2.5.6

Figura 2.5.6 Coeficiente de resistencia



Fuente: Mott, 2006, pág. 296

$$h_{Lm5} = K \times \frac{V_2^2}{2g}$$

[Aplicar la ecuación 1.15]

$$h_{Lm5} = 0.15 \times \frac{\left(4.4818 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$h_{Lm5} = 0.15 \text{ m} \times 2$$

Se multiplica por 2, una en cada salida de la bifurcación

$$h_{Lm5} = 0.30 \text{ m}$$

Para el cálculo del total de caída de presión se realiza la sumatoria de todas las pérdidas mayores y menores calculadas.

Datos:

$$h_{L1} = 2.31 \text{ m}$$

$$h_{L2} = 0.712 \text{ m}$$

$$h_{L3} = 0.46 \text{ m}$$

$$h_{Lm1} = 0.25 \text{ m}$$

$$h_{Lm2} = 0.29 \text{ m}$$

$$h_{Lm3} = 0.015 \text{ m}$$

$$h_{Lm4} = 2.32 \text{ m}$$

$$h_{Lm5} = 0.30 \text{ m}$$

$$\sum total = (2.31 + 0.712 + 0.46 + 0.25 + 0.29 + 0.015 + 2.32 + 0.30)m$$

$$\sum total = 6.66 \text{ m}$$

entonces:

$$H_{L\text{ TOTAL}} = 6.66m$$

2.6 Caída de presión máxima admisible

Es la caída máxima caída de presión teórica que admite el sistema, para garantizar que óptimos parámetro de funcionamiento como la potencia generada, la velocidad de la turbina, etc.

2.6.1 Caída de presión en el tramo I

En el gráfico 2.4.2, se visualiza el tramo en cálculo.

Datos:

$$f_1 = 0.00946601, \text{ el detalle se muestra en el título 2.4.1}$$

$$L_1 = 1484 \text{ m}$$

$$\delta = 1000 \frac{Kg}{m^3}, \text{ a } 15^\circ C \text{ según el ANEXO 3}$$

$$Q = 22 \text{ m}^3$$

$$D_1 = 3 \text{ m}$$

Cálculos:

$$\Delta P_1 = \frac{8 \times f \times L \times \delta \times Q^2}{\pi^2 \times D^5} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.17}]$$

$$\Delta P_1 = \frac{8 \times 0.00946601 \times 1484 \text{ m} \times 1000 \frac{Kg}{m^3} \times (22 \text{ m}^3)^2}{\pi^2 \times (3 \text{ m})^5}$$

$$\Delta P_1 = 22679 \text{ Pa}$$

2.6.2 Caída de presión en el tramo II

En el gráfico 2.4.3, se visualiza el tramo en cálculo.

Datos:

$$f_2 = 0.00954330, \text{ el detalle se muestra en el título 2.4.2}$$

$$L_2 = 182.22 \text{ m}$$

$$\delta = 1000 \frac{Kg}{m^3}, \text{ a } 15^\circ C \text{ según el ANEXO 3}$$

$$Q = 22 \text{ m}^3$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$$\Delta P_2 = \frac{8 \times f \times L \times \delta \times Q^2}{\pi^2 \times D^5} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.17}]$$

$$\Delta P_2 = \frac{8 \times 0.009504729 \times 182.22 \text{ m} \times 1000 \frac{Kg}{m^3} \times (22 \text{ m}^3)^2}{\pi^2 \times (2.5 \text{ m})^5}$$

$$\Delta P_2 = 6957.79 \text{ Pa}$$

2.6.3 Caída de presión en el tramo III

En el gráfico 2.4.4, se visualiza el tramo en cálculo y se considera dos tramos de tubería que sale de la bifurcación.

Datos:

$f_2 = 0.01027$, el detalle se muestra en el título 2.4.3

$L_2 = 16.78 \text{ m}$

$\delta = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$, a 15°C según el ANEXO 3

$Q = 11 \text{ m}^3$

$D_2 = 1.5 \text{ m}$

$$\Delta P_3 = \frac{8 \times f \times L \times \delta \times Q^2}{\pi^2 \times D^5} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.17}]$$

$$\Delta P_3 = \frac{8 \times 0.01027 \times 16.78 \text{ m} \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times (11 \text{ m}^3)^2}{\pi^2 \times (1.5 \text{ m})^5}$$

$$\Delta P_3 = 2225.77 \text{ Pa}$$

Sumatoria de todas las caídas de presión máximas admisibles:

$$\Delta P_1 = 22679 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_2 = 6957.79 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_3 = 2225.77 \text{ Pa}$$

$$\sum total = (22679 + 6957.79 + 2225.77) \text{ Pa}$$

$$\sum total = 31862.56 \text{ Pa}$$

En el sistema existe pérdidas totales de energía de 6.66 m que convertidas a presión es:

$$\Delta P_{max} = 6.66m \times \text{peso específico del agua a } 15^{\circ}C$$

$$\Delta P_{max} = 6.66m \times 9800 \frac{N}{m^3}$$

$\Delta P_{max} = 65924 Pa$, esta caída de presión debe ser menor la presión máxima admisible del sistema.

Entonces:

$$\sum \text{total pérdidas de sistema} \leq \Delta P_{max}$$

Dónde:

$$\sum \text{total pérdidas de sistema} = 31862.56 Pa$$

$$\Delta P_{max} = 65924 Pa$$

Comparación:

$$31862.56 Pa < 65924 Pa$$

Por lo tanto:

La caída de presión del sistema es menor a la admisible y cumple los parámetros de diseño.

2.7 Determinación de la altura neta

Es la diferencia entre el salto bruto y las pérdidas de carga producidas a lo largo de todas las conducciones. Representa la máxima energía que se podrá transformar en trabajo en el eje de la turbina. En el gráfico 2.2.1 se muestra como se encuentra distribuido los niveles de altura.

Calcular la altura neta.

Datos:

$$Hb = 93.22 \text{ m}$$

$$H_{L\text{TOTAL}} = 6.66 \text{ m}$$

Cálculos:

$$Hn = Hb - H_{L\text{TOTAL}} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.4}]$$

$$Hn = (93.22 - 6.66) \text{ m}$$

$$Hn = 86.55 \text{ m}$$

2.8 Potencia de la central

La central hidroeléctrica cuenta con una potencia disponible que varía en función del caudal de agua disponible para ser turbinado y el salto existente en cada instante.

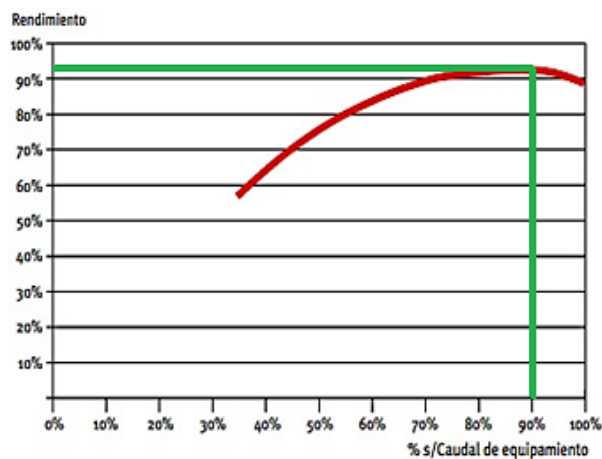
Datos:

$$Q = 22 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H_n = 86.55 \text{ m}$$

$$\eta_T = 93.5 \% , \text{ eficiencia de la turbina según el gráfico 2.8.1}$$

Figura 2.8.1 Rendimiento turbina Francis



Fuente: Fluidos, 2014, pág. 23

$\eta_g = 96.6 \%$, eficiencia del generador.

$$P_{neta} = \gamma \times \eta_T \times \eta_g \times Q \times H_n \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.6}]$$

$$P_{neta} = 9800 \frac{N}{m^3} \times 0.935 \times 0.966 \times 22 \frac{m^3}{s} \times 86.55m$$

$$P_{neta} = 16860.14 \text{ KW}$$

2.9 Cálculo de espesor de tuberías

Para el cálculo de espesores en tuberías se refiere según la norma ASME, sección VIII, división 1. Esta norma provee las ecuaciones necesarias para el dimensionamiento del espesor de tuberías a presión y que ya considera el desgaste por fricción.

2.9.1 Cálculo de espesor tramo I

Constan de un análisis de esfuerzos radiales y axiales que se producen en la tubería del tramo I. En el gráfico 2.4.2, se visualiza el tramo en cálculo.

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales

Son los esfuerzos radiales que se producen en la tubería.

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a $20^\circ C (68^\circ F) = 19300 \text{ psi}$ según el ANEXO 2.

$$P_2 = 20.406 \text{ psi}$$

$$D_1 = 3.0 \text{ m} = 118.11 \text{ plg}$$

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = 59.055 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por los dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

$$t_1 = \frac{P_2 \times R_1}{S \times E_c - 0.6 \times P_2}$$

[Aplicar la ecuación 1.17]

$$t_1 = \frac{20.406 \text{ psi} \times 59.055 \text{ plg}}{19300 \text{ psi} \times 0.85 - 0.6 \times 20.406 \text{ psi}}$$

$$t_1 = \frac{1205.07 \text{ psi plg}}{16392.75 \text{ psi}}$$

$$t_1 = 0.0735 \text{ plg}$$

Espesor basado en los esfuerzos longitudinales

Son los esfuerzos axiales que se producen en la tubería.

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a 20°C (68°F) = 19300 psi según el ANEXO 2

$$P_2 = 20.406 \text{ psi}$$

$$D_1 = 3.0 \text{ m} = 118.11 \text{ plg}$$

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = 59.055 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por los dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

Cálculos:

$$t_1 = \frac{P_2 \times R_1}{2 \times S \times E_L + 0.4 \times P_2}$$

[Aplicar la ecuación 1.18]

$$t_1 = \frac{20.406 \text{ psi} \times 59.055 \text{ plg}}{2 \times 19300 \text{ psi} \times 0.85 + 0.4 \times 20.406 \text{ psi}}$$

$$t_1 = \frac{1205.076 \text{ psi plg}}{32818.16 \text{ psi}}$$

$$t_1 = 0.0367 \text{ plg}$$

Presión adicional de carga estática

Es la presión del fluido sobre el sistema en una condición de reposo, que va desde el nivel de la toma hasta el nivel de la turbina.

Datos:

$$Z_1 = 14.48 \text{ m}$$

$$\gamma = 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}, \text{ a } 15^\circ\text{C} \text{ según el ANEXO 3}$$

Cálculos:

$$P_{f1} = Z_1 \times \gamma \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.20}]$$

$$P_{f1} = 14.48 \text{ m} \times 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$P_{f1} = 141904 \text{ Pa} = 20.59 \text{ psi}$$

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales + estáticos

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a 20°C (68°F) = 19300 psi según el ANEXO 2

$$P_2 = 20.406 \text{ psi}$$

$$P_{f1} = 20.59 \text{ psi}$$

$$D_1 = 3.0 \text{ m} = 118.11 \text{ plg}$$

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = 59.055 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por les dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

Cálculos:

$$t_1 = \frac{(P_2 + P_{f1}) \times R_1}{S \times E_c - 0.6 \times P_2} \quad [\text{Aplicar la ecuación 21}]$$

$$t_1 = \frac{(20.406 \text{ psi} + 20.59 \text{ psi}) \times 59.055 \text{ plg}}{19300 \text{ psi} \times 0.85 - 0.6 \times 20.406 \text{ psi}}$$

$$t_1 = \frac{2421.018 \text{ psi plg}}{16392.75 \text{ psi}}$$

$$t_1 = 0.147 \text{ plg} = 0.00375 \text{ m}$$

Se determina el espesor de la tubería de conducción (tramo I) sin tener en cuenta el golpe de ariete (se considerara más adelante), “factor de seguridad (*fs*) sugerido de diseño, es 2.5 para tuberías de conducción” (American, 2011, pág. 8):

$$t_1 = 0.179 \text{ plg} \times 2.5$$

$$t_1 = 0.369 \text{ plg}$$

Según el resultado que se obtiene, no existe comercialmente planchas de acero ASTM 36 de 0.369 *plg*, el valor más aproximado es el acero **ASTM 36 de 3/8 *plg***.

2.9.2 Cálculo de espesor tramo II y III

Constan de un análisis de esfuerzos radiales y axiales que se producen en la tubería del tramo II y III

En el gráfico 2.4.3 y 2.4.4 se visualizan los tramos en cálculo.

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales

Son los esfuerzos radiales que se producen en la tubería.

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico *S* a 20 °C (68°F) = 19300 *psi* según el ANEXO 2

$$P_3 = 132.26 \text{ psi}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m} = 98.42 \text{ plg}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 49.21 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por les dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

$$t_2 = \frac{P_3 \times R_2}{S \times E_c - 0.6 \times P_3} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.17}]$$

$$t_2 = \frac{132.26 \text{ psi} \times 49.21 \text{ plg}}{19300 \text{ psi} \times 0.85 - 0.6 \times 132.26 \text{ psi}}$$

$$t_2 = \frac{6500.51 \text{ psi plg}}{16325.644 \text{ psi}}$$

$$t_2 = 0.398 \text{ plg}$$

Espesor basado en los esfuerzos longitudinales

Son los esfuerzos axiales que se producen en la tubería.

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a 20°C (68°F) = 19300 psi según el ANEXO 2

$$P_3 = 132.26 \text{ psi}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m} = 98.42 \text{ plg}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 49.21 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por les dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

$$t_2 = \frac{P_3 \times R_2}{2 \times S \times E_L + 0.4 \times P_3} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.18}]$$

$$t_2 = \frac{132.26 \text{ psi} \times 49.21 \text{ plg}}{2 \times 19300 \text{ psi} \times 0.85 + 0.4 \times 132.26 \text{ psi}}$$

$$t_2 = \frac{6508.51 \text{ psi plg}}{\text{psi}}$$

$$t_2 = 0.198 \text{ plg}$$

Presión adicional de carga estática

Es la presión del fluido sobre el sistema en una condición de reposo, que va desde el nivel de la toma hasta el nivel de la turbina.

Datos:

$$Z_1 = 93.22 \text{ m}$$

$$\gamma = 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}, \text{ a } 15^\circ\text{C} \text{ según el ANEXO 3}$$

Cálculos:

$$P_{f2} = Z \times \gamma \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.20}]$$

$$P_{f2} = 93.22 \text{ m} \times 9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$P_{f2} = 913556 \text{ Pa} = 132.59 \text{ psi}$$

Espesor basado en los esfuerzos circunferenciales + estáticos

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a 20°C (68°F) = 19300 psi según el ANEXO 2

$$P_3 = 132.26 \text{ psi}$$

$$P_{f2} = 132.59 \text{ psi}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m} = 98.42 \text{ plg}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 49.21 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por les dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

$$t_2 = \frac{(P_3 + P_{f2}) \times R_2}{S \times E_c - 0.6 \times P_3} \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.21}]$$

$$t_2 = \frac{(132.26 \text{ psi} + 132.59 \text{ psi}) \times 49.21 \text{ plg}}{19300 \text{ psi} \times 0.85 - 0.6 \times 132.26 \text{ psi}}$$

$$t_2 = \frac{13033.26 \text{ psi plg}}{\text{psi}}$$

$$t_2 = 0.798 \text{ plg} = 0.0202 \text{ m}$$

Se determina el espesor de la tubería de presión (tramo II) sin tener en cuenta el golpe de ariete (se considerara más adelante), “factor de seguridad (fs) sugerido de diseño, es 1.5 para tubería sometidas a presión” (American, 2011, pág. 8):

$$t_{f2} = t_1 \times fs \quad [\text{Aplicar la ecuación 1.20}]$$

$$t_{f2} = 0.798 \text{ plg} \times 1.5$$

$$\mathbf{t_{f2} = 1.097 \text{ plg}}$$

Según el resultado que se obtiene, no existe comercialmente planchas de acero ASTM 36 de 1.097 plg, el valor más aproximado es el acero **ASTM 36 de 1 plg**

El espesor calculado para este tramo está en función de la máxima presión al final de la tubería, pero a medida que disminuye la presión también disminuye el espesor, lo cual da la opción de instalar tramos de tubería con distintos espesores, que se conoce como tubería telescópica y se detalla en la columna de espesor real del ANEXO 5.

2.9.3 Presión máxima admisible

Se calcula al despejar $P_{3 \max}$ de la ecuación 1.23 y se comprueba el espesor calculado.

Datos:

Acero A 36:

- Esfuerzo permitido básico S a $20^\circ\text{C}(68^\circ\text{F}) = 19300 \text{ psi}$ según el ANEXO 2

$$P_{f2} = 111.48 \text{ psi}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = 49.21 \text{ plg}$$

$E = 0.85$, eficiencia con suelda a tope por les dos lados y con radiografía por puntos según el ANEXO 4

$$t_{f2} = 1.0 \text{ plg}$$

$$t_2 = \frac{(P_3 + P_{f2}) \times R_2}{S \times E_c - 0.6 \times P_3}$$

$$P_3 = \frac{S \times E_c \left(t_2 - \frac{P_{f2} \times R_2}{S \times E_c} \right)}{R_2 + 0.6 t_{f2}}$$

$$P_3 = \frac{19300 \text{ psi} \times 0.85 \left(1.0 \text{ plg} - \frac{111.48 \text{ psi} \times 49.21 \text{ plg}}{19300 \text{ psi} \times 0.85} \right)}{49.21 \text{ plg} + 0.6(1.0 \text{ plg})}$$

$$P_3 = \frac{10919.06}{49.81}$$

$$P_3 = 219.21 \text{ psi} = 1.510 \text{ Mpa}$$

2.10 Cálculo de chimenea de equilibrio

La función primordial de una chimenea de equilibrio es desahogar los efectos de sobre presión producidos por el golpe de ariete en la tubería de presión.

Datos:

$$L_2 = 182.22 \text{ m, tubería presión}$$

$$V_2 = 3.112 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Hb = 93.22 \text{ m}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Cálculos:

$$t_h = \frac{V \times L}{g \times Hb}$$

[Aplicar la ecuación 1.5]

$$t_h = \frac{3.112 \frac{m}{s} \times 182.22 m}{9.81 \frac{m}{s^2} \times 93.22 m}$$

$$t_h = 0.620 s$$

Por lo tanto:

Si el tiempo de retorno es un valor inferior a cinco segundos, no se considera necesario la instalación de una chimenea de equilibrio, debido que el tiempo que transcurre al ascender el nivel del agua por encima del punto de equilibrio se llena la franja de seguridad expuesta en la título 1.5.1.1, y se crea una contrapresión que decelera el agua en la tubería forzada, y cuando ésta se detenga, el nivel descenderá para alcanzar un nuevo equilibrio.

Entonces:

$$t_h = 0.620 s < 5s, \text{ no es necesaria la instalación de una chimenea de equilibrio}$$

2.11 Cálculo de golpe de ariete

Es la sobrepresión que se propagarán dentro de la tubería de presión en forma de onda, a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido, y se define como tiempo crítico (T_C), el cual es el tiempo que tarda una onda de presión en recorrer la tubería forzada y volver al punto inicial.

Cálculo de la velocidad de la onda en el interior de la tubería:

Datos:

Acero A 36

- Módulo de elasticidad del Acero A 36: $E = 250 MPa$ (Fluidos, 2014, pág. 2)

$$K = 2.2 \times 10^9 \frac{N}{m^2}, \text{ a } 20^\circ C \text{ según la tabla 2.11.1}$$

Tabla 2.11.1 Módulo de elasticidad del agua

Temperatura °C	Módulo elasticidad E Mpa
0	2040
5	2060
10	2110
20	2200
40	2270
60	2280
80	2210
100	2070

Fuente: Fluidos, 2014, pág. 2

$$\delta = 1000 \frac{Kg}{m^3}, \text{ a } 15^{\circ}\text{C seg\u00fan el ANEXO 3}$$

$$D_2 = 2.5 \text{ m}$$

$$t_2 = 1 \text{ plg} = 0.0254 \text{ m}, \text{ espesor calculado en el t\u00edtulo 2.9.2}$$

$$C = \sqrt{\frac{\frac{K}{\delta}}{1 + \frac{K \times D_2}{E \times t_2}}}$$

[Aplicar la ecuación 1.24]

$$C = \sqrt{\frac{\frac{(2.1 \times 10^9) \frac{N}{m^2}}{1000 \frac{Kg}{m^3}}}{1 + \frac{(2.1 \times 10^9) \frac{N}{m^2} \times 2.5 m}{250 MPa \times 0.0254 m}}}$$

$$C = \sqrt{\frac{2.1 \times 10^{11} \frac{m^2}{s^2}}{1 + \frac{63 \times 10^8 \frac{N}{m}}{63.5 \times 10^5 \frac{N}{m}}}}$$

$C = 50.36 \frac{m}{s}$, velocidad de onda en el interior de la tubería

Calcular el tiempo crítico de cerrado:

$$T_c = \frac{2 \times L}{C}$$

[Aplicar la ecuación 1.25]

$$T_c = \frac{2 \times 182.22 m}{50.36 \frac{m}{s}}$$

$$T_c = 7.23 s$$

Calcular la sobrepresión generado por golpe de ariete:

$$P_r = \frac{C \times V_3 \times \gamma}{g}$$

[Aplicar la ecuación 1.26]

$$P_r = \frac{50.36 \frac{m}{s} \times 3.844 \frac{m}{s} \times 9800 \frac{N}{m^3}}{9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$P_r = 193.38 KPa = 28.06 psi$$

Entonces la presión máxima que soporta la tubería de presión es:

$$P_T = P_r + P_4$$

$$P_T = (28.06 + 136.52) \text{ psi}$$

$$P_T = 164.58 \text{ psi}$$

2.12 Selección de válvula mariposa

Para la selección de la válvula mariposa en centrales hidroeléctricas se utiliza varios factores de selección, lo cuales dependen de la velocidad del fluido, presión interna, velocidad de apertura.

Se instala un bypass compuesto por una tubería y dos válvulas: una automática para control y una manual para mantenimiento. Con este dispositivo de bypass se pueden equilibrar las presiones aguas arriba y aguas abajo de la válvula. Opcionalmente se instalan carretes telescópicos de desmontaje.

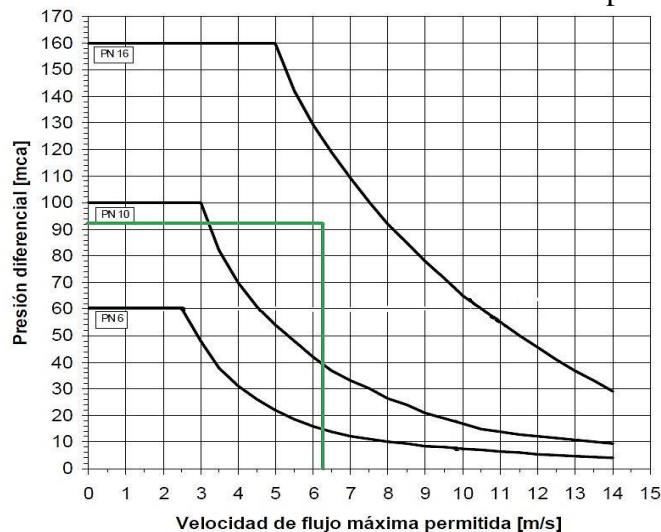
Datos:

$$V_4 = 6.22 \frac{m}{s}, \text{ calculado en el título 2.4.3.}$$

$$Hb = 93.22 \text{ m}$$

Con estos datos se ingresa en la curva de la figura 2.12.1.

Figura 2.12.1 Curvas límite de velocidad válvulas de mariposa VAG EKN



Fuente: Comeval, 2014, pág. 5

Según la curva del fabricante, recomienda una válvula PN16 para nuestro diseño.

Características de la válvula PN16:

- Válvula de mariposa doble excéntrica.
- Izquierda: con actuador por des multiplicador y volante.
- Derecha: actuador por contrapeso y cilindro hidráulico.
- Las válvulas de doble excentricidad son de estanqueidad en ambos sentidos de paso del fluido y pueden fabricarse para altas presiones.

Figura 2.12.2 Válvula mariposa PN16



Fuente: Fcavalves, 2014, pág. 16

Datos técnicos:

Se puede seleccionar la válvula según la presión, tamaño o materiales que se requiera, como se muestra en la figura 2.12.1.

Tabla 2.12.1 Datos del fabricante de válvulas mariposa

ESTÁNDAR DE DISEÑO	DIN / AWWA
PRESIÓN	PN6 / PN10 / PN16 / PN25 / PN40
TAMAÑO	DN400/16" a DN2500/100"
MATERIALES	Cuerpo: Acero al Carbono / Inoxidable Disco: Acero al Carbono / Inoxidable
ASIENTO	EPDM / SS
TIPO DE OPERACIÓN	Actuador hidráulico
SECTORES	Centrales Hidroeléctricas y Presas
APLICACIONES	Sistemas de emergencia en Centrales Hidroeléctricas / Turbinas,

	etc...
ACCESORIOS Y OPCIONES	Finales de carrera, Detectores de proximidad, Electroválvulas, Filtros, Sistemas de emergencia, Caja de conexiones, Extensiones, Sistemas de Bypass, Carretes de Desmontaje, Contrapeso, Soportes especiales, etc...

Fuente: Fcavalves, 2014, pág. 10

2.13 Selección de la turbina hidráulica

Para la selección de una turbina acorde a las necesidades de la central hidroeléctrica, se requiere la siguiente información:

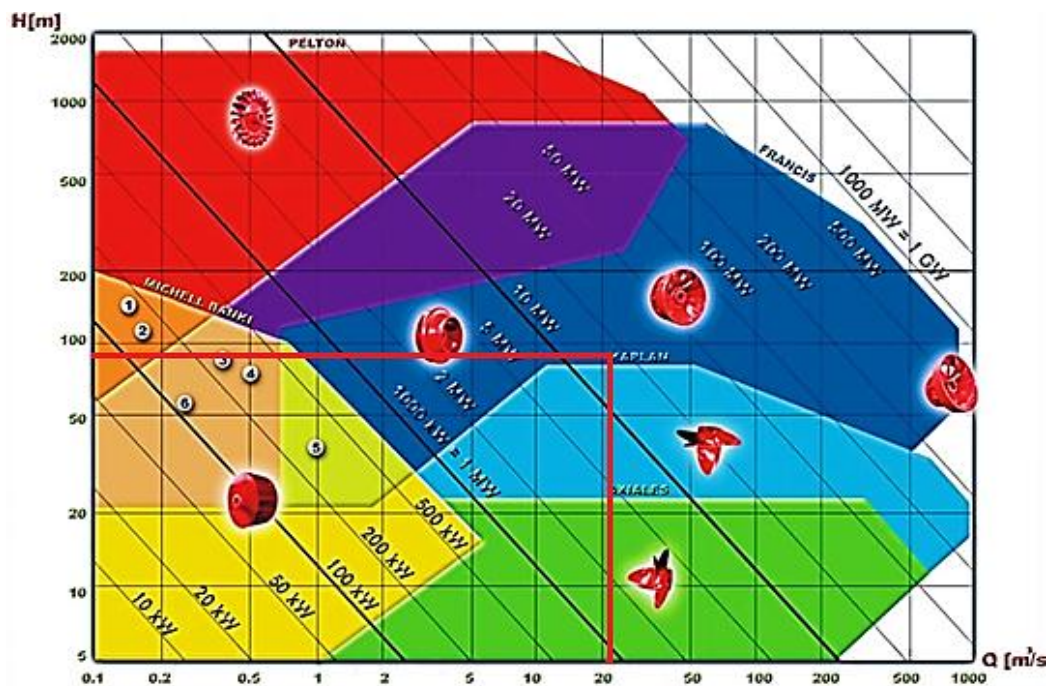
Datos:

$$Q = 22 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_b = 93,22 \text{ m}$$

Se inicia la selección de la turbina con en las curvas del grafico 2.13.1. Donde se ingresa con le caudal de diseño y el salto bruto.

Figura 2.13.1 Curvas de selección de turbinas hidráulicas



Fuente: Fluidos, 2014, pág. 32

Según el gráfico 2.13.1 con la información ingresada de un caudal $Q = 22 \text{ m}^3$, y un salto bruto $H_b = 93,22 \text{ m}$, se obtiene de manera preliminar una turbina Francis, esta selección se comprueba mas adelante.

Datos:

Turbina Francis

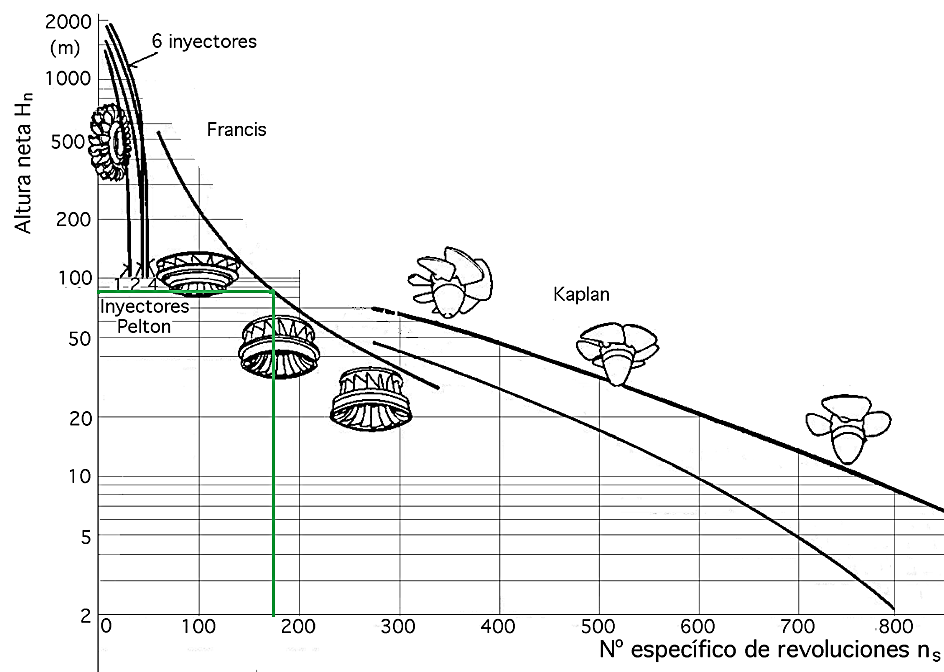
$$Q = 22 \text{ m}^3$$

$$H_n = 86.55 \text{ m}$$

$$Pot_{x \text{ turbina}} = 8430.07 \text{ KW}$$

$$n_{s,i} = 175 \text{ rpm} , \text{ según la curva del gráfico 2.13.2}$$

Figura 2.13.2 Curva de velocidades de turbinas hidráulicas



Fuente: Universidad de Cantabria, 2014, pág. 21

$$n_i = n_{s,i} * \frac{H_n^{5/4}}{Pot^{1/2}}$$

$$n_i = 175 \text{ rpm} * \frac{[86.55 \text{ m}]^{5/4}}{[8430.07 \text{ KW}]^{1/2}}$$

$$n_i = 503.16 \text{ rpm KW}^{0.5} \text{ m}^{-1.25}$$

El valor obtenido de (n_i) habrá de ser una velocidad de sincronismo y sirve para recalculer el valor de n_s .

$$n_s = \frac{n_i}{h_n} \sqrt{\frac{Pot}{h_n}} = \frac{n_i * \sqrt{Pot}}{h_n^{\frac{5}{4}}}$$

$$n_s = \frac{503.16 \text{ rpm } KW^{0.5} m^{-1.25} * \sqrt{8400 \text{ KW}}}{93,22^{\frac{5}{4}} m}$$

$$n_s = 174.78 \text{ rpm}$$

Se ingresa el valor de $n_s = 174.78$ a la figura 2.13.4.

Figura 2.13.3 Clasificación según el número específico de revoluciones (n_s)

Velocidad específica	Tipo de turbina	Altura del salto en m .
Hasta 18	Pelton de un inyector	800
De 18 a 25	Pelton de un inyector	800 a 400
De 26 a 35	Pelton de un inyector	400 a 100
De 26 a 35	Pelton de dos inyectores	800 a 400
De 36 a 50	Pelton de dos inyectores	400 a 100
De 51 a 72	Pelton de cuatro inyectores	400 a 100
De 55 a 70	Francis muy lenta	400 a 200
De 70 a 120	Francis lenta	200 a 100
De 120 a 200	Francis normal	100 a 50
De 200 a 300	Francis rápida	50 a 25
De 300 a 450	Francis extrarrápida	25 a 15
De 400 a 500	Hélice extrarrápida	15
De 270 a 500	Kaplan lenta	50 a 15
De 500 a 800	Kaplan rápida	15 a 5
De 800 a 1100	Kaplan extrarrápida	Menos de 5

Fuente: Universidad de Cantabria, 2014, pág. 21

Selección según tabla: **Turbina Francis normal.**

Esta turbina se caracteriza por recibir el fluido de agua en dirección radial, y a medida que ésta recorre la máquina hacia la salida se convierte en dirección axial. Estos tipos de turbinas pueden ser de eje horizontal, o de eje vertical, dependerá principalmente de la cantidad de caudal a las que sean requeridas.

CAPÍTULO III

SIMULACIÓN

La simulación de fluidos sirve para obtener gráficos por computadora, para generar animaciones realistas del comportamiento del agua al paso por distintos tramos de tuberías y accesorios.

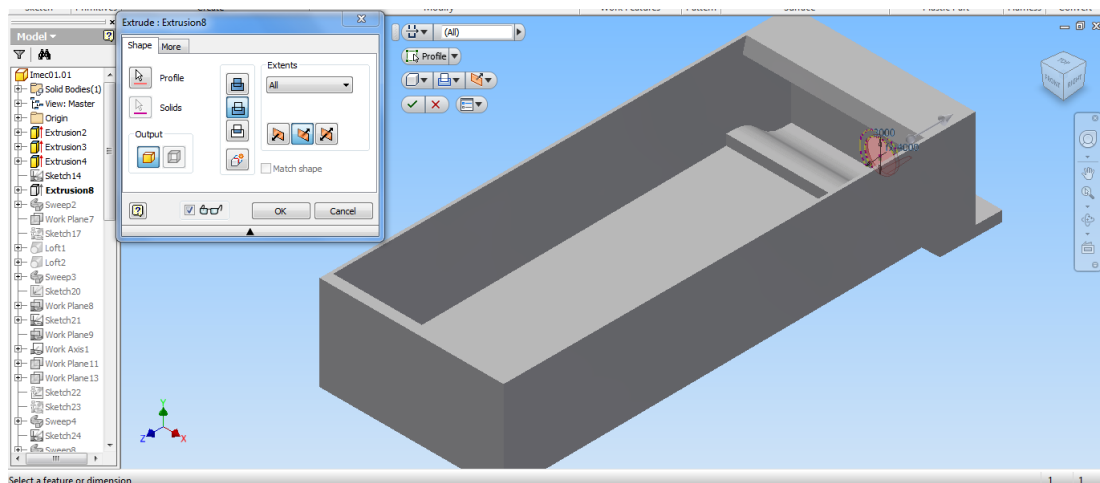
3.1 Construcción de elementos

Previo a la simulación de la central hidroeléctrica, es necesaria la construcción en Inventor de todos los elementos sólidos que la componen.

3.1.1 Creación del tanque de presión.

Con las dimensiones obtenidas del plano general se procede a construir el tanque de presión, desde donde inicia la simulación de la central. Usar el comando “Extrude” para generar el sólido

Figura 3.1.1 Inicio tubería de conducción



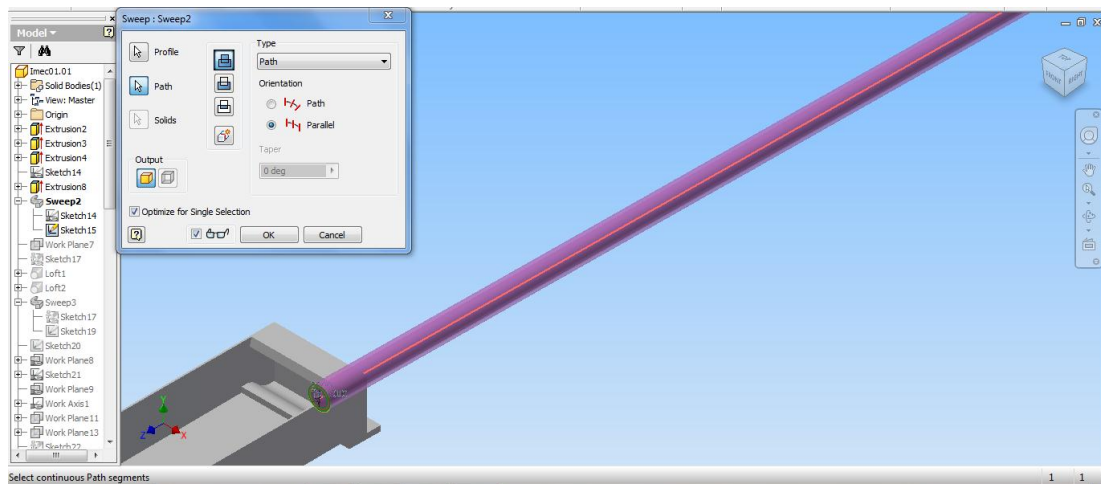
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.1.2 Creación de la tubería de conducción.

Para la creación del perfil de la tubería, partir con la inclinación del 1% que se necesita para que fluya en agua.

Usar el comando “Sweep” para general el contorno de la tubería.

Figura 3.1.2 Solido de tubería de presión

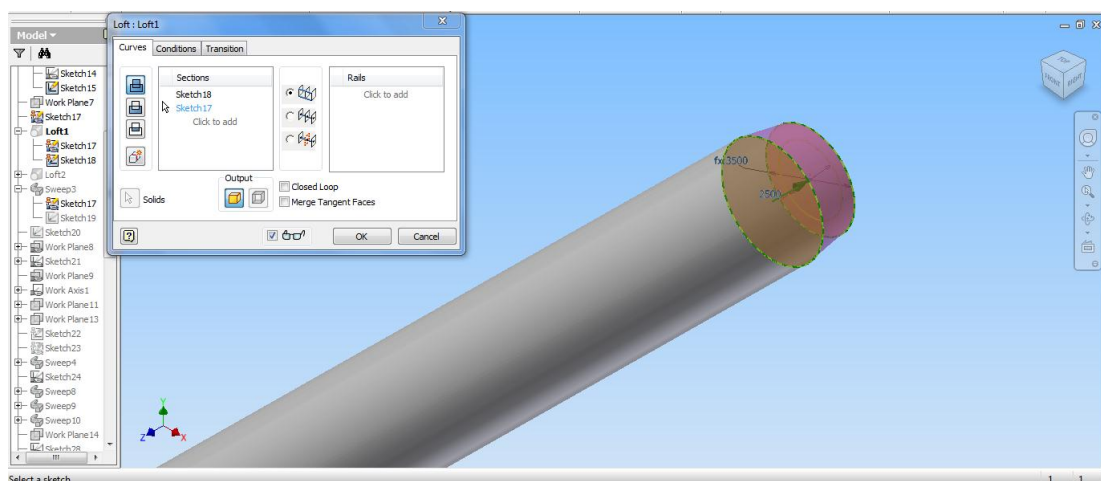


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.1.3 Creación de la tubería de presión.

Se requiere de una transición de mayor a menor para la unión entre la tubería de presión y la de conducción. Para eso es necesario crear un plano paralelo y dibujar un Sketch el diámetro al final de la tubería. Usar el comando “Loft” para crear la reducción.

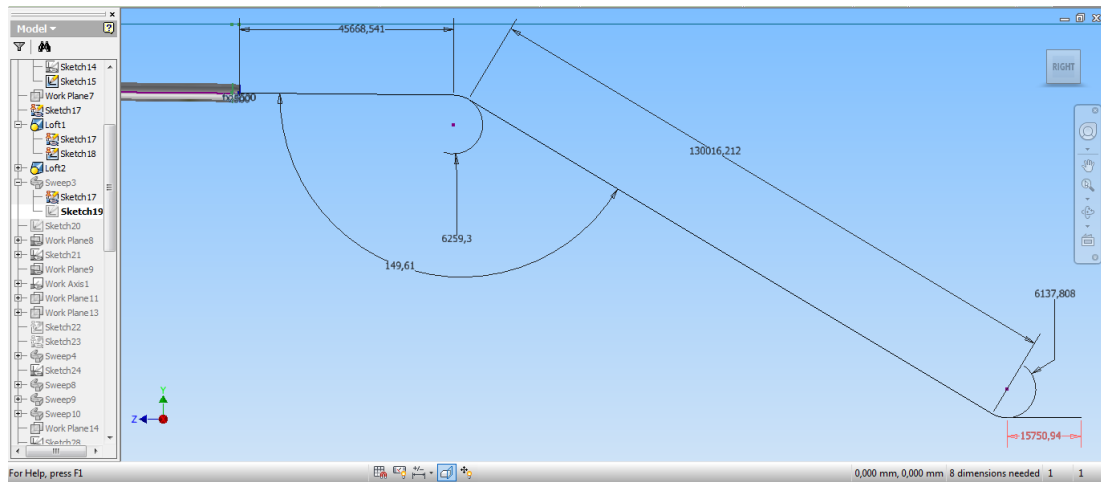
Figura 3.1.3 Solido de reducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Creada la reducción, proceder a dibujar el perfil de la tubería de presión.

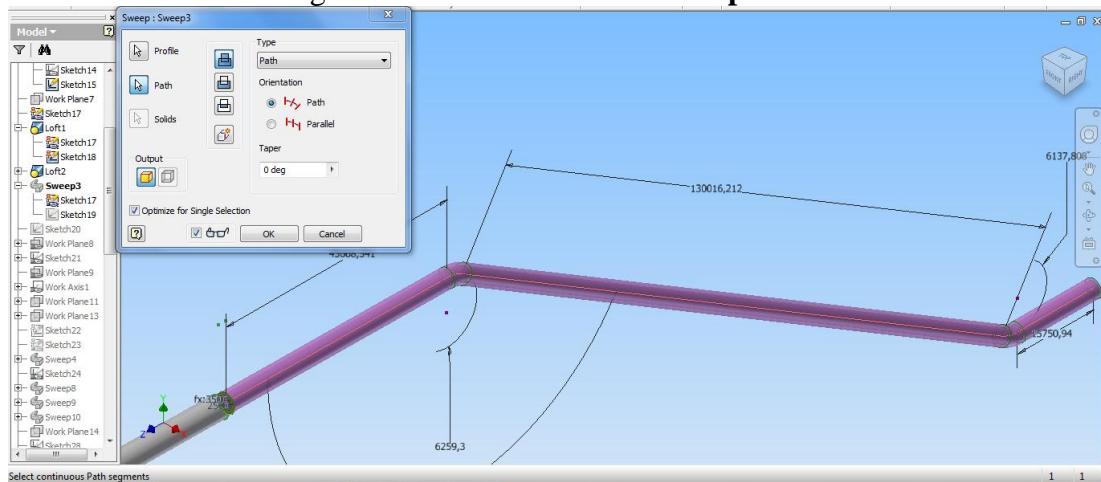
Figura 3.1.4 Perfil de tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Usar el comando “Sweep” para generar el contorno de la tubería de presión.

Figura 3.1.5 Sólido de tubería de presión



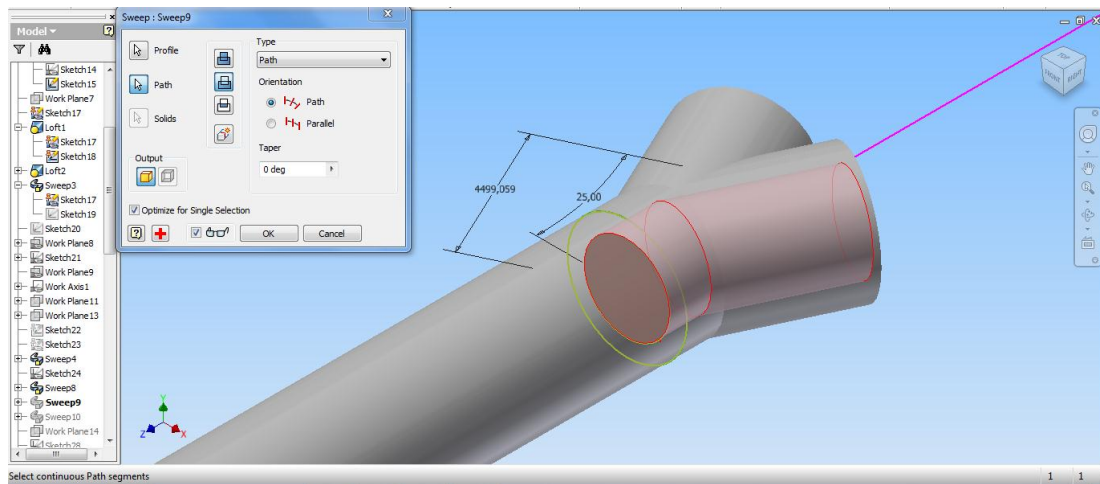
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.1.4 Creación de bifurcación

La bifurcación es la parte en donde el fluido se divide en dos direcciones a tuberías de menor diámetro.

Con el comando “Sweep” extruir los ramales

Figura 3.1.6 Sólido de bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

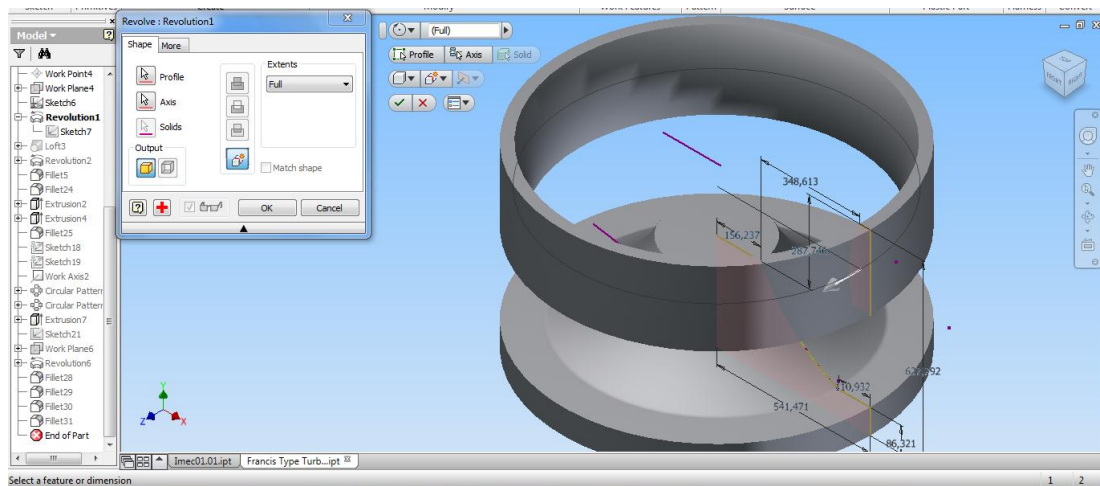
Al final de los ramales, construir la tubería de ingreso a las turbinas

3.1.5 Creación de turbina Francis

Construir el perfil en un Sketch del rodete, el cual es la estructura externa.

Usar el comando “Revolve” para generar el sólido.

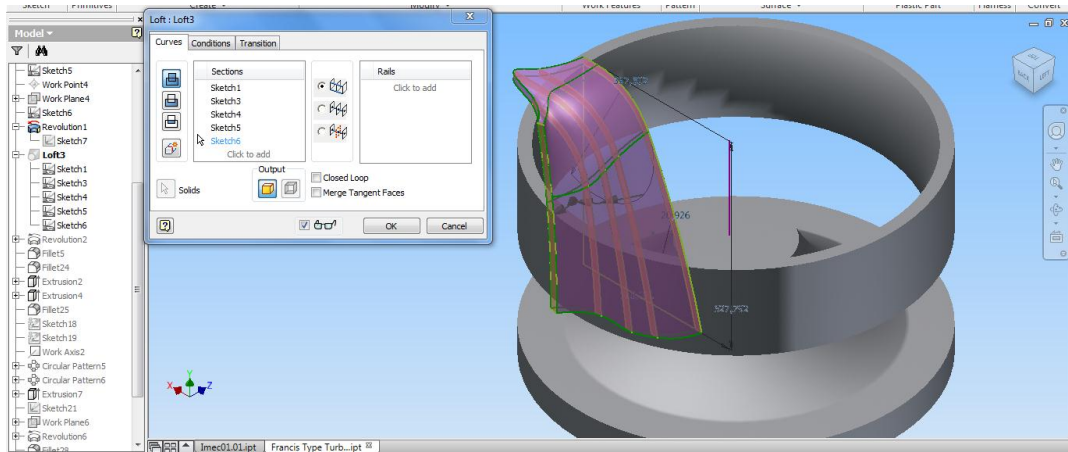
Figura 3.1.7 Sólido de la carcasa del rodete



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Construir una serie de perfiles en Sketchs distintos a la geometría de la turbina. Unir todos los Sketchs creador para construir el perfil de la hélice con el comando” Loft”

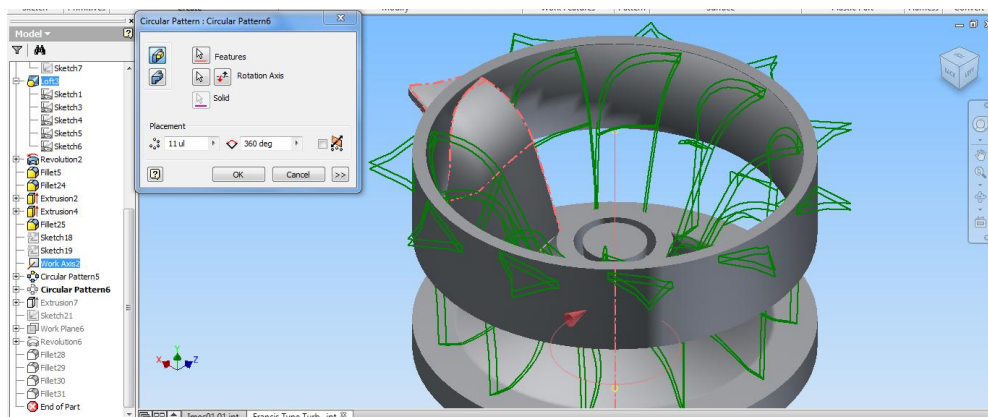
Figura 3.1.8 Sólido de la hélice



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Con el comando anterior construir una hélice, para las 11 totales de la turbina.
Utilizar el comando “Circular Pattern” a 360°.

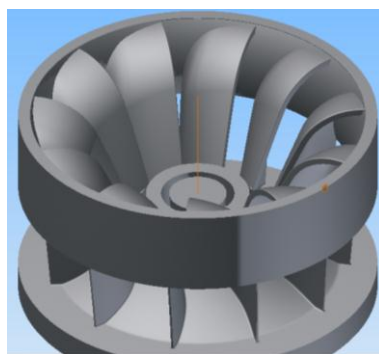
Figura 3.1.9 Creación de las hélices



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Creadas las hélices se recortan los filos sobrantes y se obtiene el rodete de central.

Figura 3.1.10 Rodete Francis



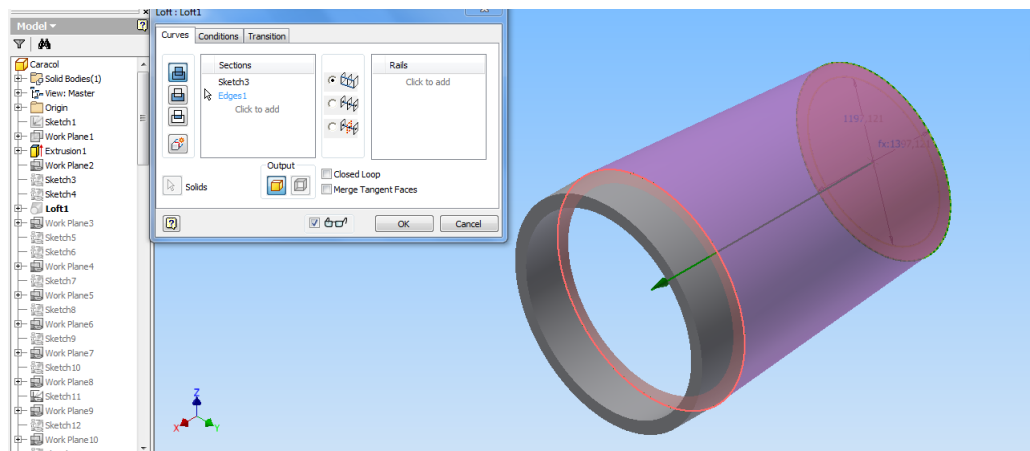
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.1.6 Creación del caracol

Es la estructura metálica por donde circula el fluido para dar movimiento al rodete, se construye a partir de una serie de Sketches siguiendo la geometría circular y cónica.

Empezar con la tubería de ingreso a la turbina, se construye a base de planos paralelos y usar “Loft” para crear el sólido.

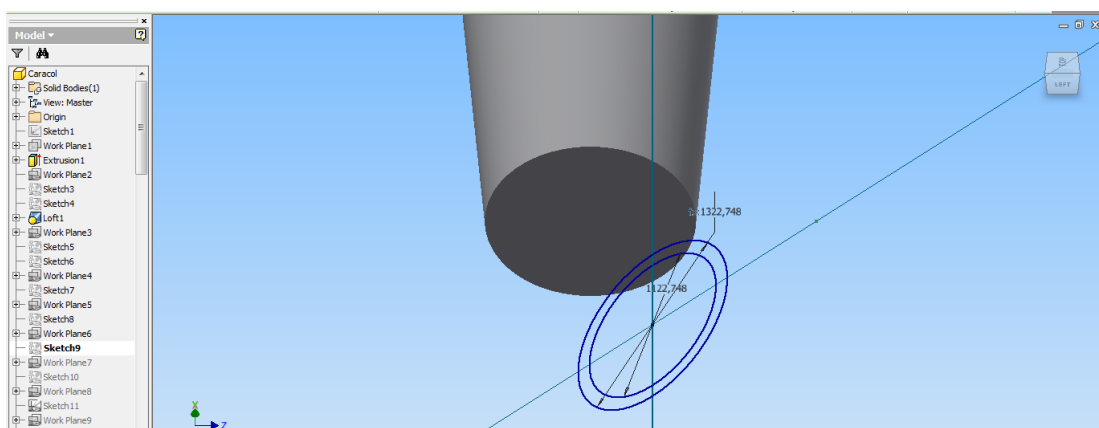
Figura 3.1.11 Ingreso a la turbina



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

En la construcción del caracol usar una serie de Sketches para formar el perfil.

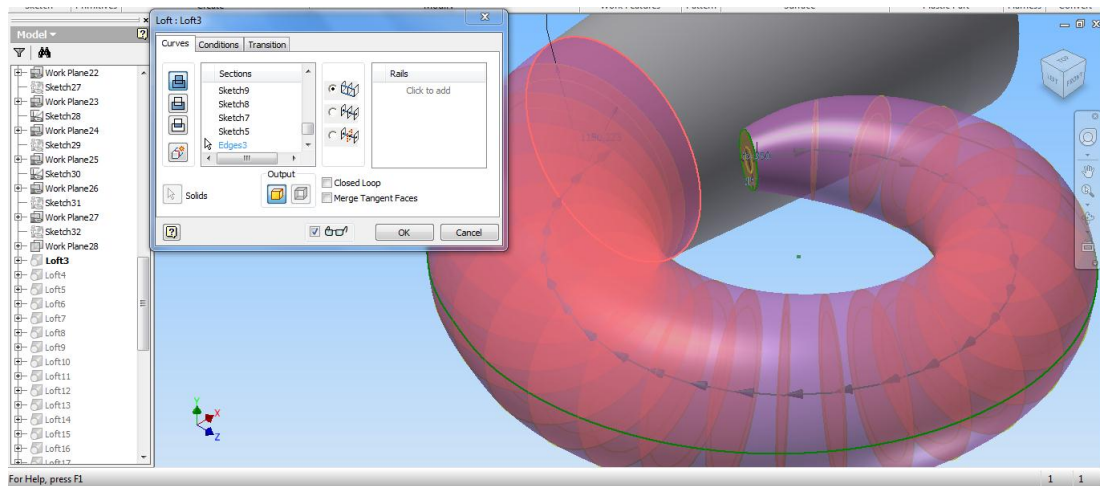
Figura 3.1.12 Perfiles del caracol



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Usar el comando “Loft” unir todos los perfiles creados para la construcción del sólido.

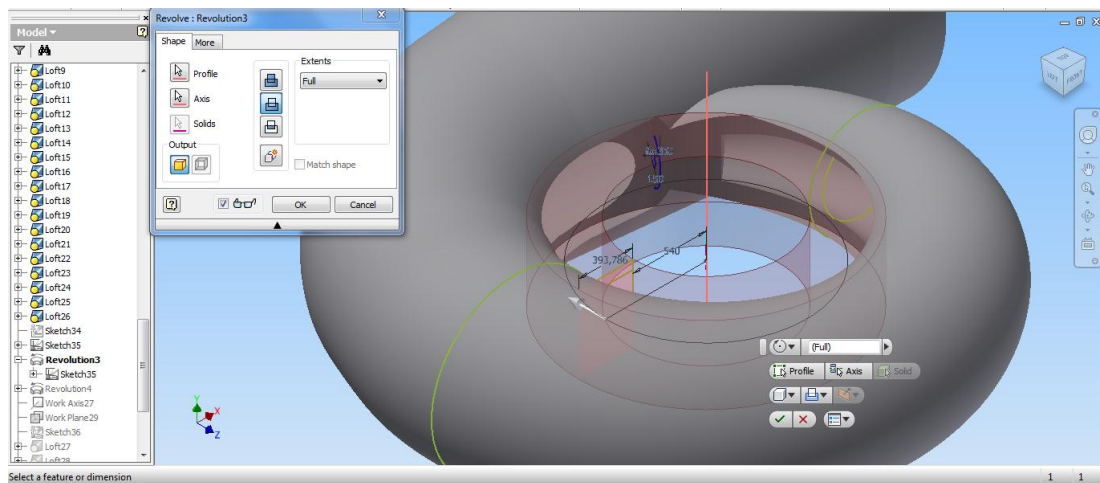
Figura 3.1.13 Solido del caracol



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Crear el espacio para el ingreso del rodete, el cual va a girar por el empuje del agua.

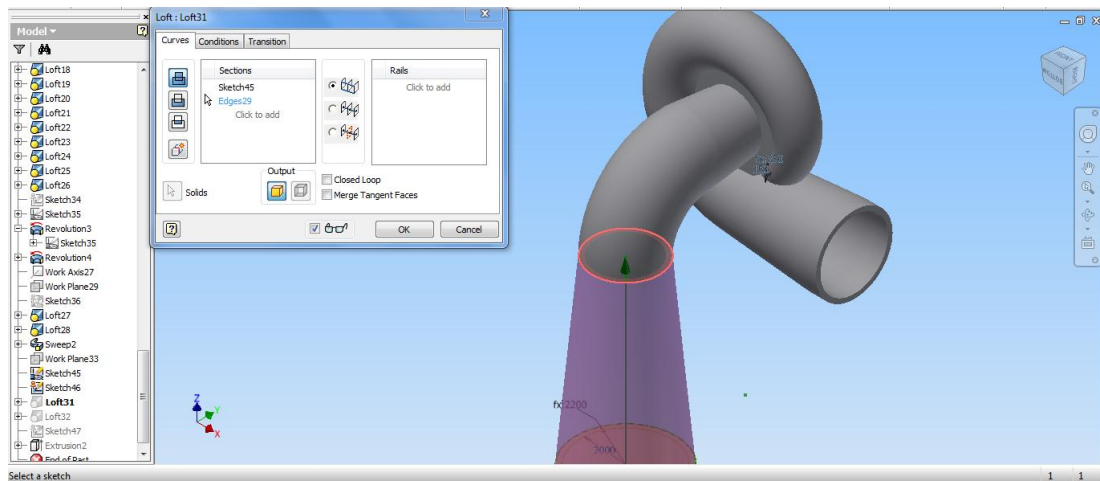
Figura 3.1.14 Acople para el rodete



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Construir el tubo de aspiración, lugar donde sale el agua turbinada, aquí se produce un efecto sifón.

Figura 3.1.15 Tubo de aspiración



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

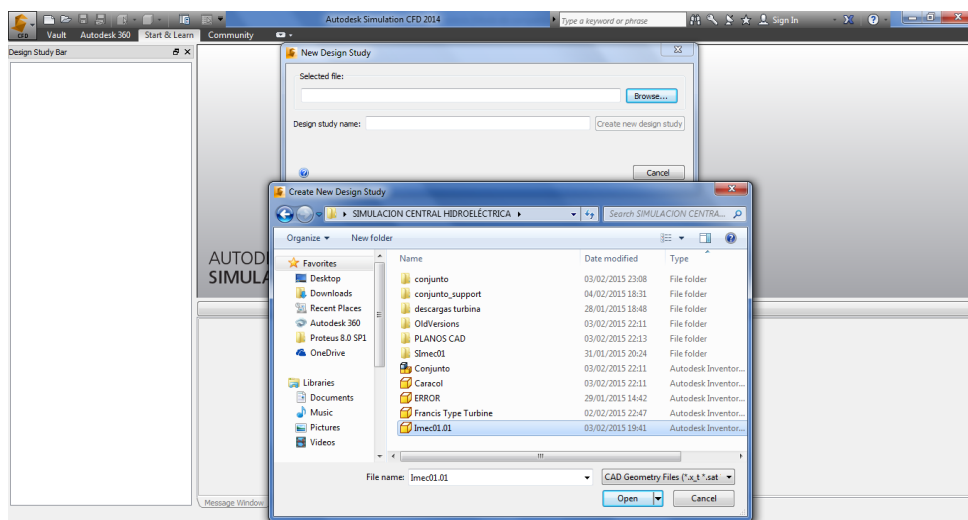
3.2 Parámetro para la simulación

La simulación de la tubería de conducción se inicia desde el tanque de presión que conecta con la tubería de acero, posee una caída del 1% en relación con la distancia de la tubería.

Iniciar la simulación con el sólido construido en inventor, el cual tiene todas las características reales de la central hidroeléctrica.

Cargar el sólido al Inventor CFD de la carpeta que contiene el proyecto.

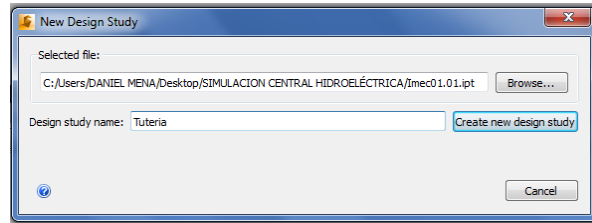
Figura 3.2.1 Selección de carpeta de sólido



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Escribir el nombre del proyecto a simular, el cual se guarda en la misma carpeta del sólido.

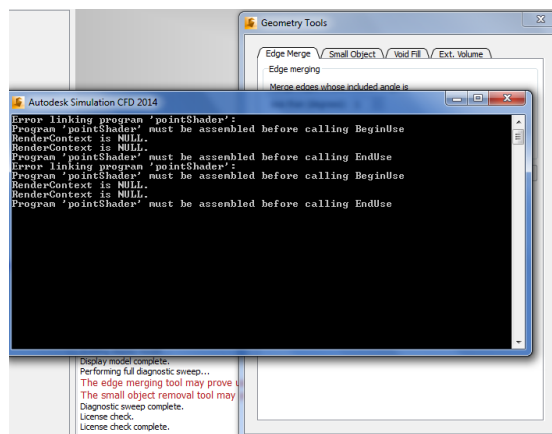
Figura 3.2.2 Creación del estudio de diseño



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Una vez llenado estos datos de inicio se abre la pantalla principal del CFD y a la vez la ventana del MS-Dos, la cual no hay que cerrarle debido a que se cierra todo el simulador.

Figura 3.2.3 Pantalla del MS-Dos

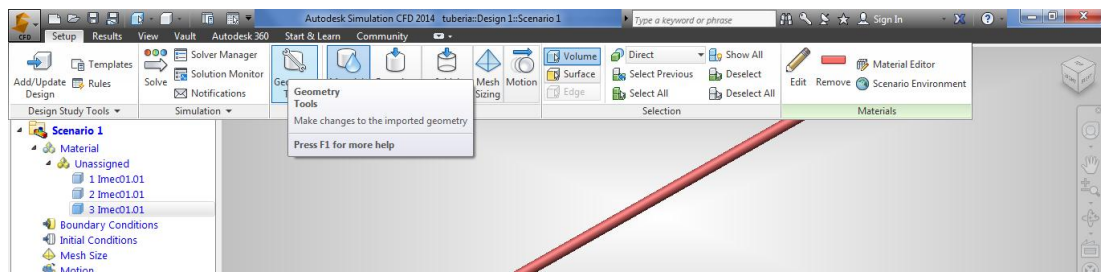


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Se minimiza la ventana del MS-Dos, y aparece el sólido creado en Inventor cargado en el CFD, lista para los parámetros de simulación.

Se empieza al definir el área mojada inicial y la final o finales si tiene varias salidas, para esto definir de la geometría del sólido.

Figura 3.2.4 Herramientas de geometría

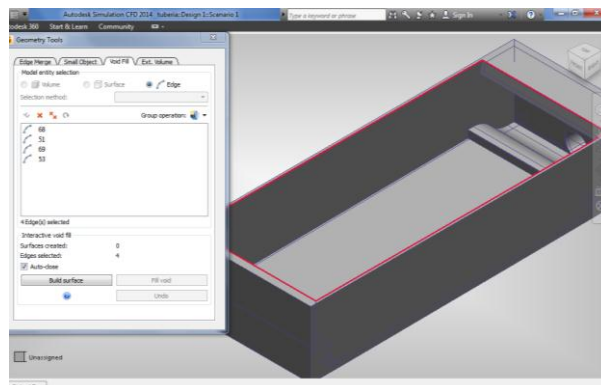


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

En la pestaña de “Void Fill” permite seleccionar los límites iniciales o finales de las áreas mojadas, para obtener el fluido que transita por el interior.

Las líneas de rojo indican la delimitación del área inicial a simular, y para crear el área seleccionar: “Build surface”.

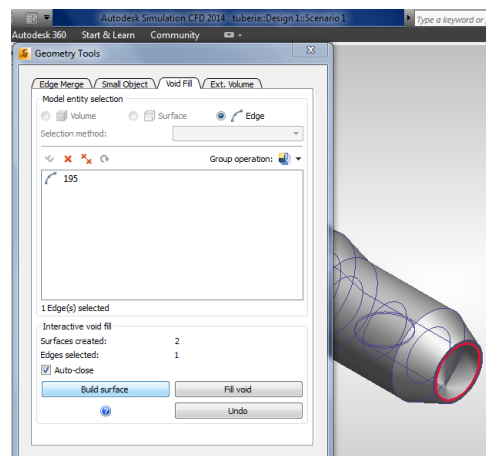
Figura 3.2.5 Selección del área inicial



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Se repite el procedimiento para delimitar las áreas finales y para crear el volumen interno, marcar: “Fill void”

Figura 3.2.6 Selección del área final



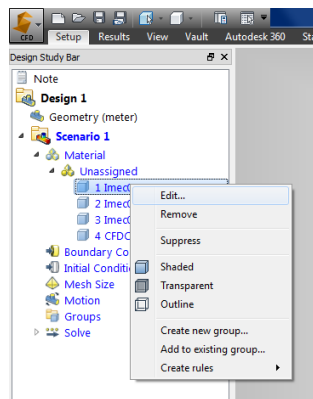
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Delimitar el volumen que circulará internamente, seleccionar el tipo de materiales que componen el sistema, en la parte izquierda constan los sólidos cargados:

- Imec01.01: Sólido del tanque de presión y tubería.
- CFDCreatedVolume: Es el volumen definido que va a transitar por el interior de la tubería.

Seleccionar el tipo de material que se encuentra construido la central

Figura 3.2.7 Editor de metateria



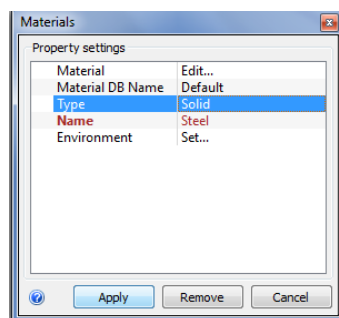
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Introducir los datos de inicio para la simulación.

- En tipo de material: acero.
- En tipo: solido

El proceso se repite para todos los sólidos.

Figura 3.2.8 Materiales

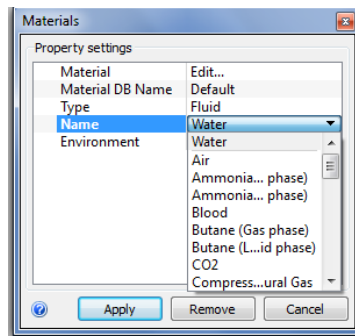


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Introducir los datos de inicio para la simulación.

- En tipo de material: agua
- En tipo: fluido

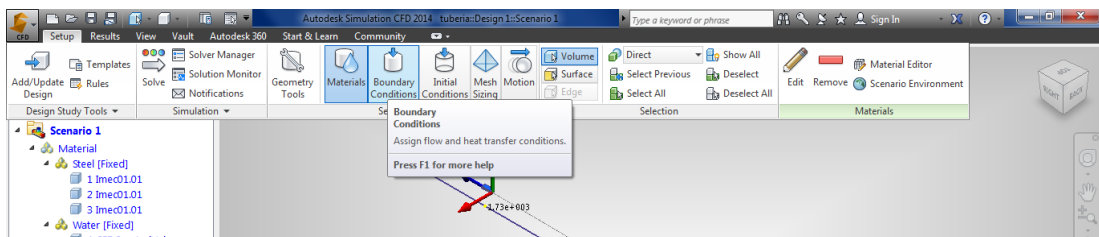
Figura 3.2.9 Tipo de fluido



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Definir las condiciones de borde, es decir, son las condiciones que ingresa del fluido al tanque de presión.

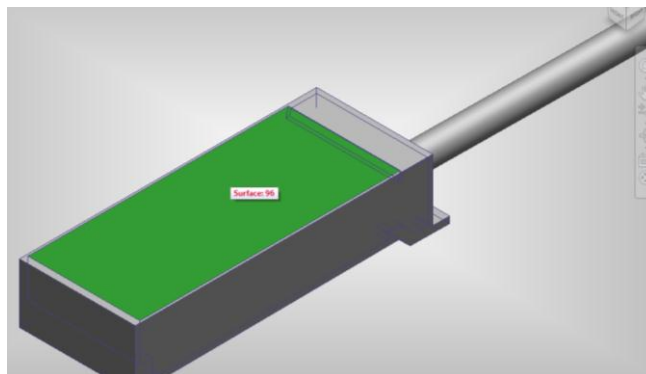
Figura 3.2.10 Condiciones de borde



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Marcar la superficie de fluido para ingresar las condiciones.

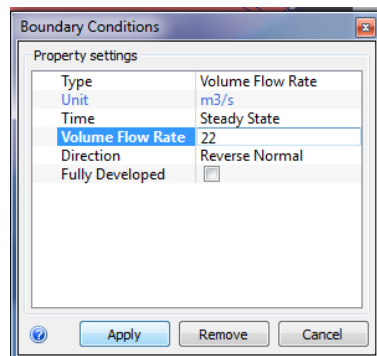
Figura 3.2.11 Selección de condiciones de borde



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Seleccionar: Volume Flow Rate

Figura 3.2.12 condiciones de borde al inicio

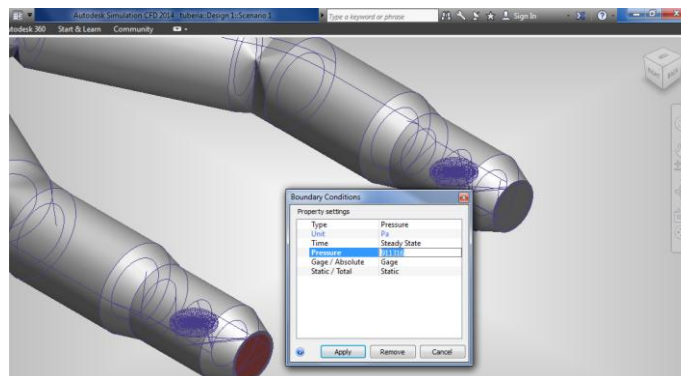


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Ingresar el caudal de inicio: 22m3/s

Ingresar el caudal de salida por cada tramo de tubería, a 11 m3/s

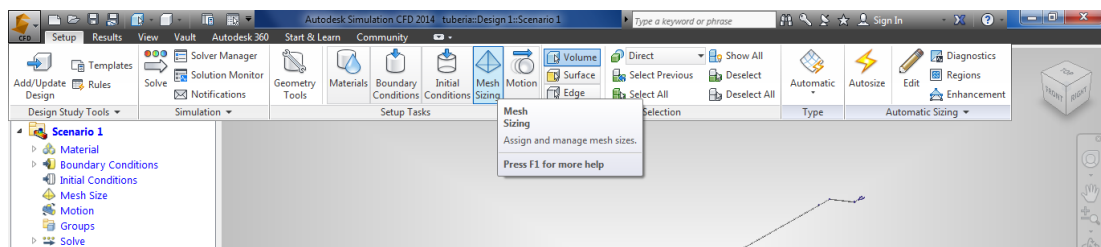
Figura 3.2.13 Condiciones de borde al final



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

A continuación ingresar las condiciones de borde y generar la malla.

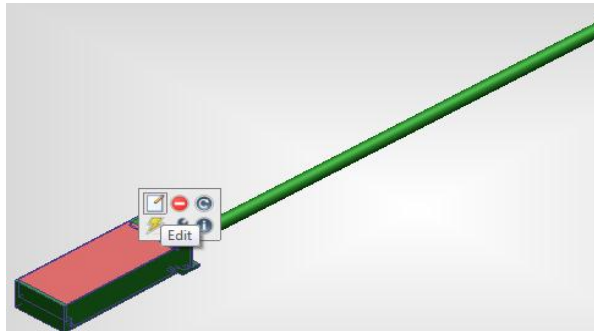
Figura 3.2.14 Tamaño de malla



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Marcar con el clic derecho el fluido y seleccionar editar.

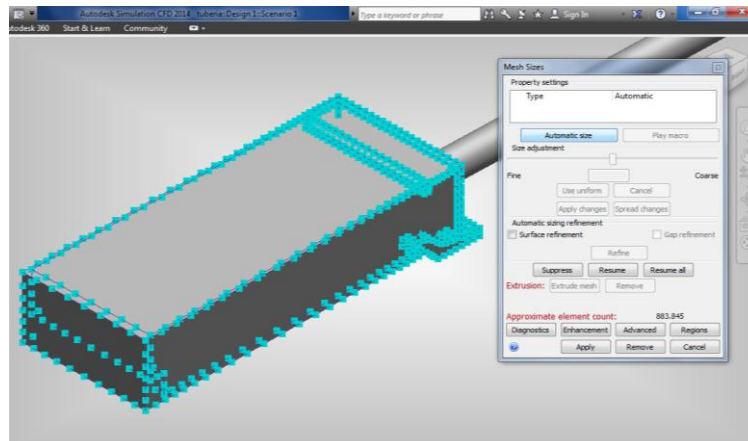
Figura 3.2.15 Edición de malla



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

En la ventana del Mesh se seleccionar malla manual o automática, desentenderá de la exactitud que se requiera en el sistema.

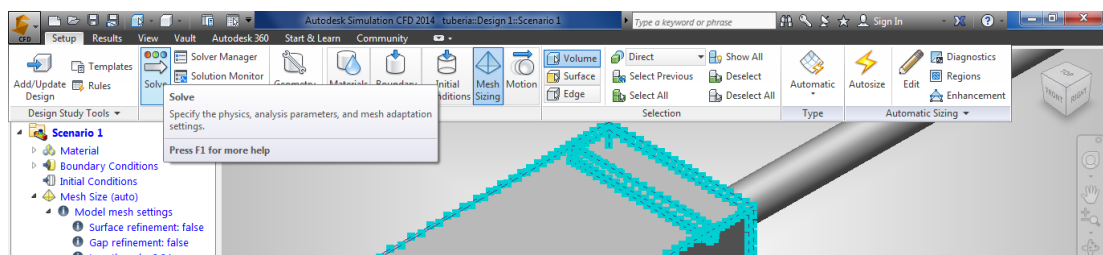
Figura 3.2.16 Selección del tamaño de malla



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena

Resolver el sistema con el comando “Solve”, permite configurar el número de iteraciones a realizarse.

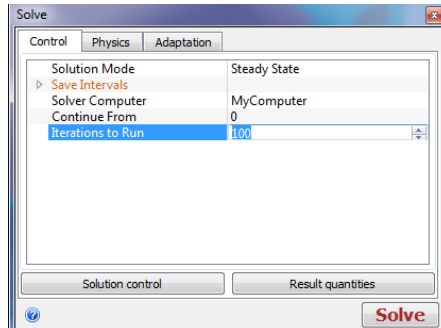
Figura 3.2.17 Solucionar



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Para la simulación se puede elegir desde 1 hasta 100 iteraciones, ingresar 50 iteraciones y resolver.

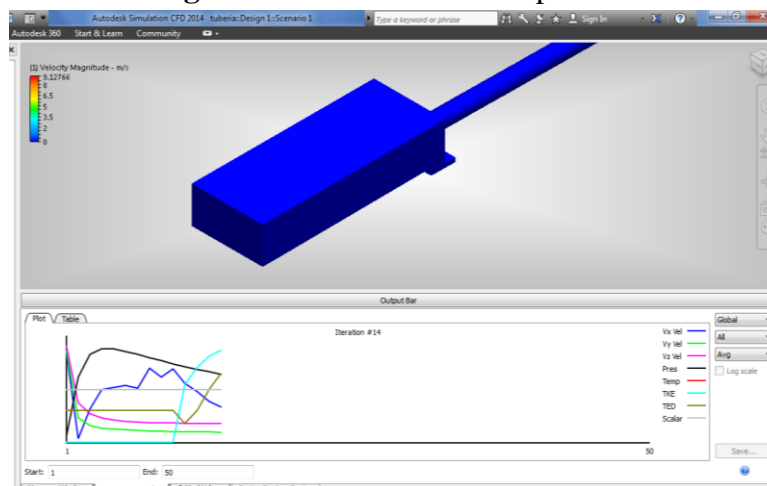
Figura 3.2.18 Edición de iteraciones de corrida



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

El sistema empieza a generar las curvas de comportamiento del agua, en los distintos tramos

Figura 3.2.19 Simulación en proceso



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

En la barra del “Output Bar” indica cada uno de los procesos en la simulación:

```
Mesher process started...
Loading model...
Loading mesh sizes and constraints...
Meshing...
Surface meshing... generating surface mesh
Surface meshing... smoothing surface mesh
Volume meshing... creating volume mesh
Volume meshing... optimizing volume mesh
Volume meshing... smoothing volume mesh
Performing mesh quality check...
Saving mesh...
Meshing completed.
```

```

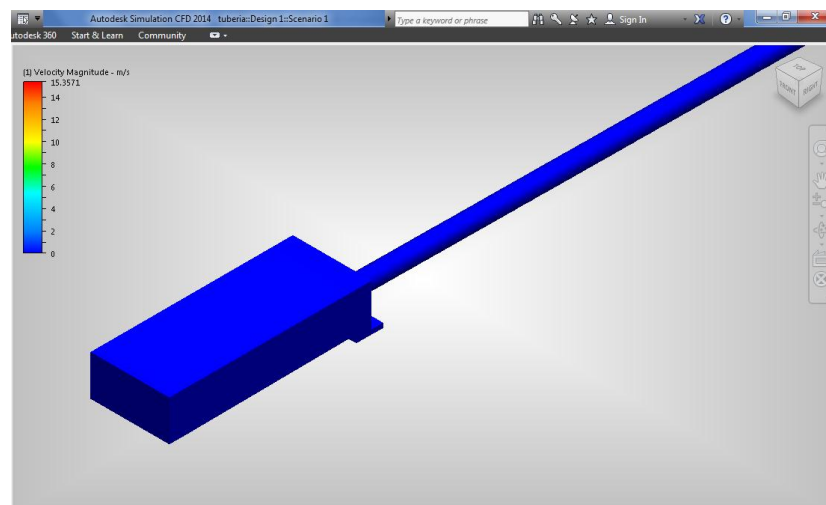
Updating model database...
Model database updated.
Updating mesh database...
Mesh database updated.
Building solver model file...
Solver file written.
Initializing ...
Control file processing complete
Check Out motion License: Successful
Authorization verified
Processing input ...
Computing restart BC data ...
Calculating BC data structures ...
Calculate wall distance for 255413 fluid nodes
Wall distance calculation done in (1 + 2) seconds. Max distance =
8.41018
BC data structures complete and saved
Analysis Initialization Complete
Input processing complete
** FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...
321689 Total Nodes, 255413 Fluid Nodes , 66276 Solid Nodes
1171304 Total Elements, 772594 Fluid Elements , 398710 Solid
Elements
3 Inlets 0 Outlets 0 Unknowns
***** ANALYSIS STARTED *****
Turbulent Incompressible Flow is ON
Turbulence model: Standard k-epsilon
Intelligent Wall Formulation: OFF
Begin Post-Processing Calculations ...
Post-Processing Calculations Done
Begin Post-Processing File Output ...
Post-Processing File Output Done
Analysis completed successfully

```

3.3 Simulación de la tubería de conducción

La simulación iniciar con la tubería de conducción cargada en el CFD.

Figura 3.3.1 Sólido de la tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Perfil de velocidad

La curva de la figura 3.3.2, indica el perfil de velocidades en el interior de la tubería, a un flujo turbulento con velocidad:

$$V_{m\acute{a}x} = 4.9 \frac{m}{s}, \text{ seg\acute{u}n la figura 3.3.2}$$

La velocidad media se calcula a $0.707r$, medidos desde el centro de la tubería, es decir se encuentra a 1260.5 mm .

$$V_{med} = 3.2 \frac{m}{s}$$

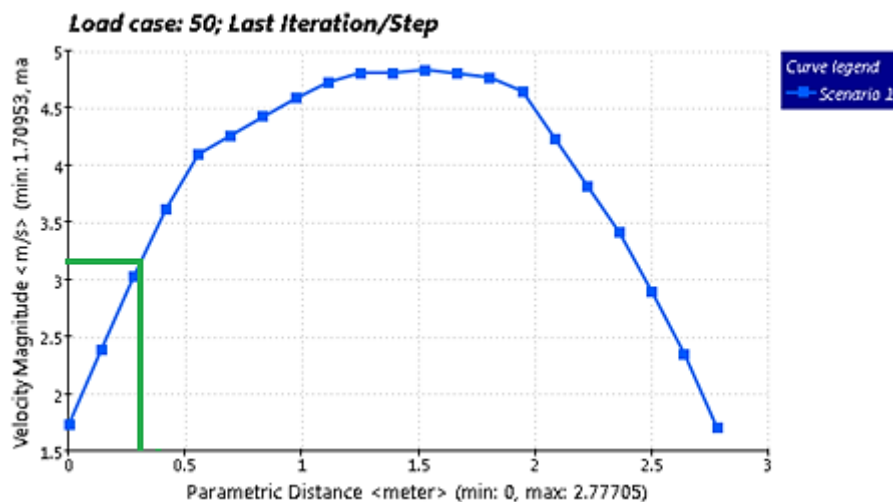
Y la velocidad calculada es:

$$V_2 = 3.112 \frac{m}{s}$$

Entonces existe un error de cálculo de:

$V_{med} - V_2 = 0.088 \frac{m}{s}$, que se debe a la precisión que existe en el software al momento de calcular la velocidad.

Figura 3.3.2 Perfil de velocidades de la tubería de conducción



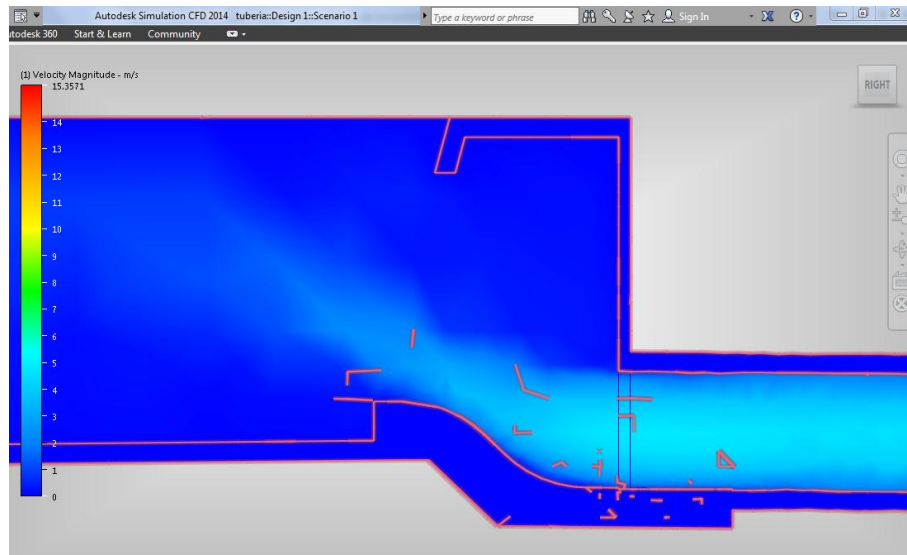
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Magnitud de la velocidad

En la figura 3.3.3 muestra el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z, se visualiza el ingreso del fluido a la tubería de conducción desde el tanque de presión y

como incrementa su velocidad, según la escala de colores que aparece en el lado izquierdo de la figura.

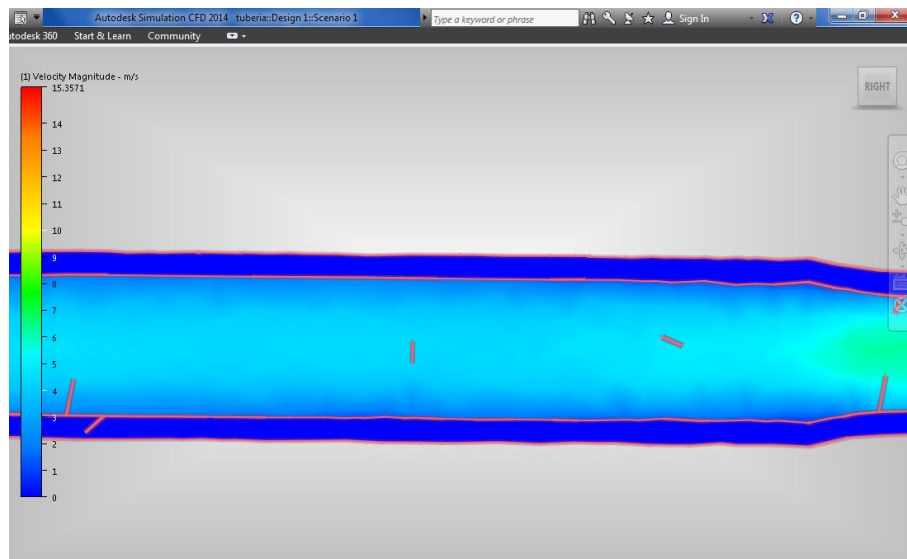
Figura 3.3.3 Inicio de la tubería de conducción.



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.3.4 indica como aumenta la velocidad del fluido al transitar por la tubería de conducción. Existe un cambio de velocidad al ingresar a la reducción.

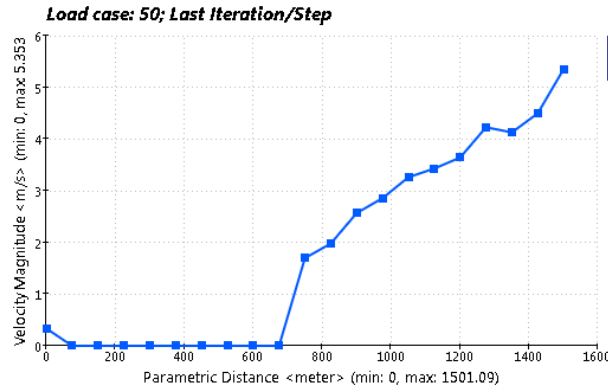
Figura 3.3.4 Fin de la tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La curva de la figura 3.3.5 indica como incrementa la velocidad del fluido, desde el tanque de presión hasta el ingreso a la reducción. Con velocidad cero en el tanque de presión y velocidad máxima $V_{m\acute{a}x} = 5.5 \frac{m}{s}$ en la reducción.

Figura 3.3.5 Curva de velocidad en la tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

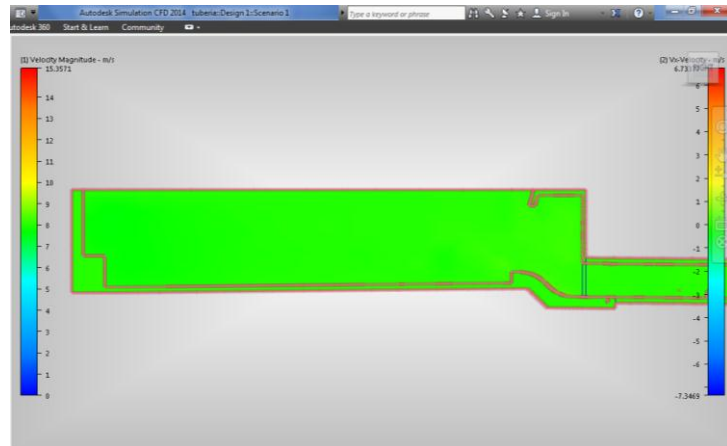
Velocidades en dirección X, Y y Z

Las figuras que muestran continuación corresponden a los gráficos de las velocidades en las direcciones X, Y, Z respectivamente y las curvas de velocidad en las direcciones X, Y, Z respectivamente, al inicio y final de la tubería de conducción. Son generadas por el simulador de fluidos que muestra curvas y resultados, que, para su obtención de manera matemática implicaría ecuaciones muy complejas.

Velocidades en X

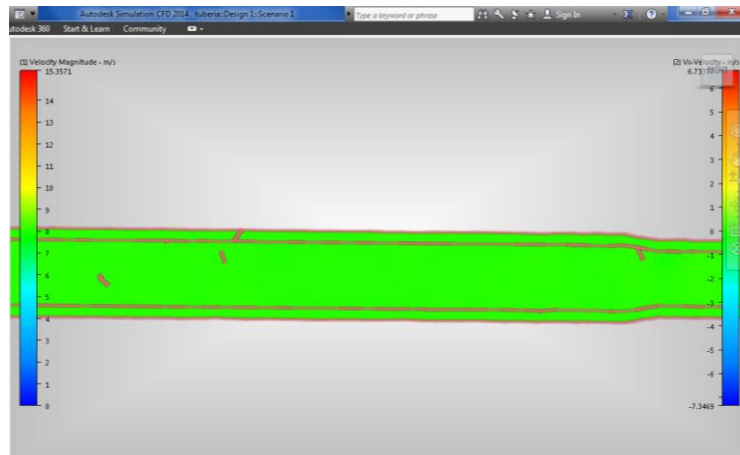
Las figuras 3.3.6 y 3.3.7 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección X y la figura 3.3.8 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección X. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.3.6 Velocidad en X al inicio de tubería de conducción



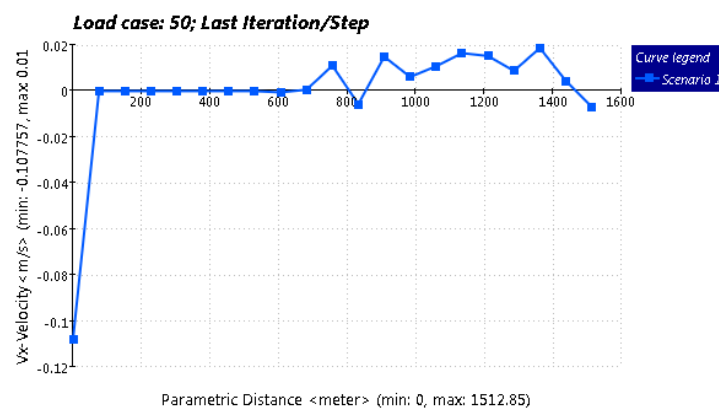
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.7 Velocidad en X al final de tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.8 Curva de velocidad en X

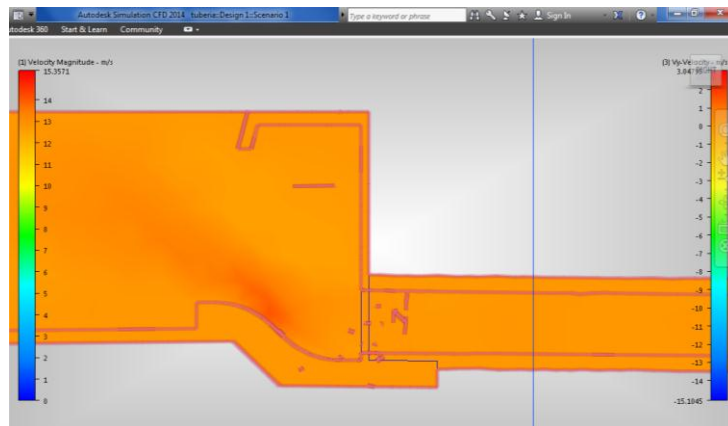


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Y

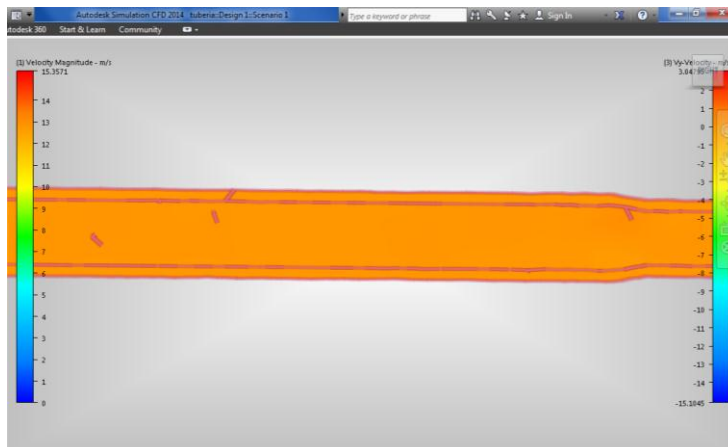
Las figuras 3.3.9 y 3.3.10 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección Y y la figura 3.3.11 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.3.9 Velocidad en Y al inicio de la tubería de conducción



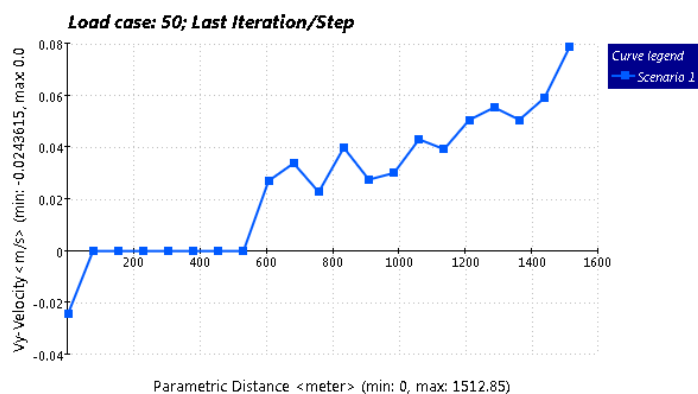
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.10 Velocidad en Y al fin de la tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.11 Curva de velocidad en Y

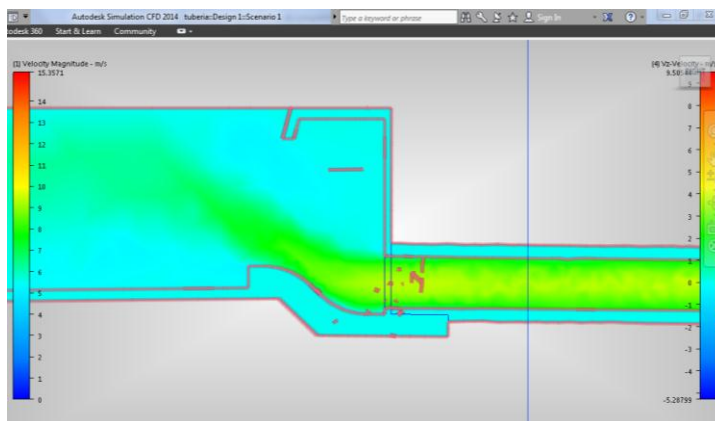


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Z

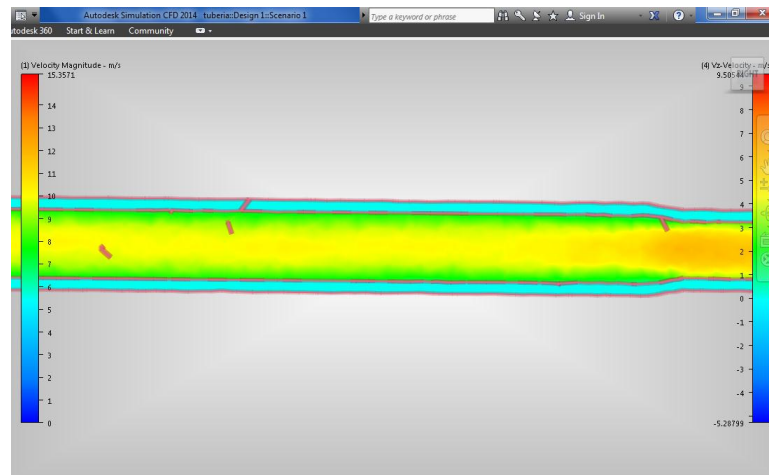
Las figuras 3.3.12 y 3.3.13 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección Z y la figura 3.3.14 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Z. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.3.12 Velocidad en Z al inicio de tubería de conducción



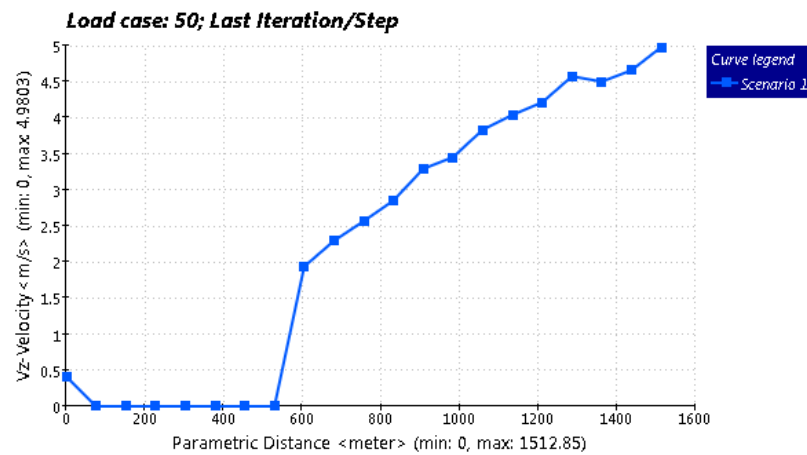
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.13 Velocidad en Z al inicio de tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.14 Curva de velocidad en Z

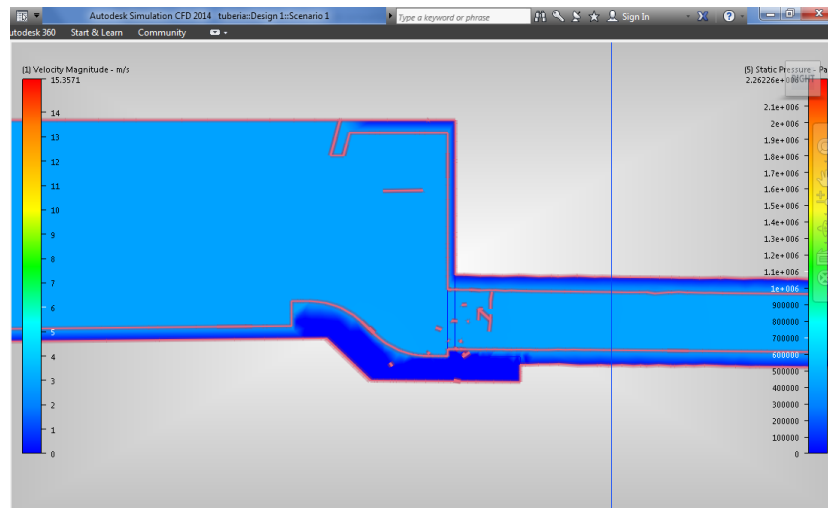


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Presión interna

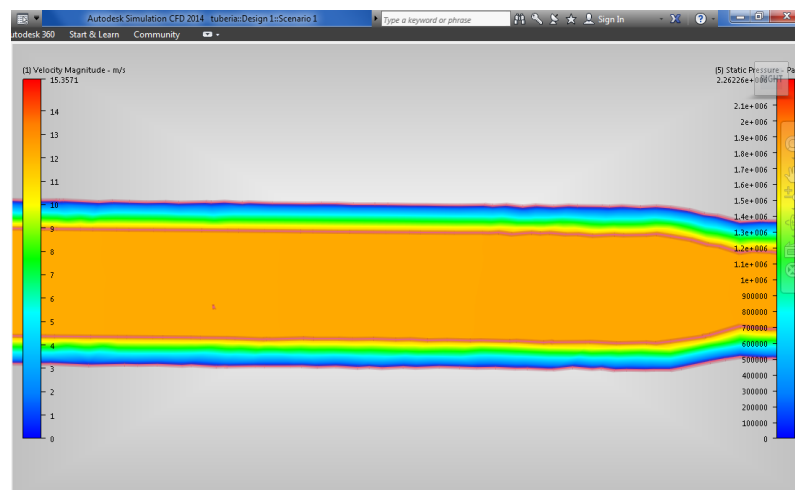
La figura 3.3.15 y 3.3.16 muestra notablemente en forma de colores el incremento de presión desde el tanque de presión hasta el final de la tubería de conducción. Existe una altura de 14.84 m.

Figura 3.3.15 Presión al inicio de la tubería de conducción.



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.3.16 Presión al final de la tubería de conducción



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.3.17 muestra el ascenso de presión al final de la tubería de conducción, conforme avanza la longitud de la tubería, y según la curva se obtiene:

$P_{in} = 0 \text{ Pa}$, según la figura 3.3.17

$P_{m\acute{a}x} = 180000 \text{ Pa}$, según la figura 3.3.17

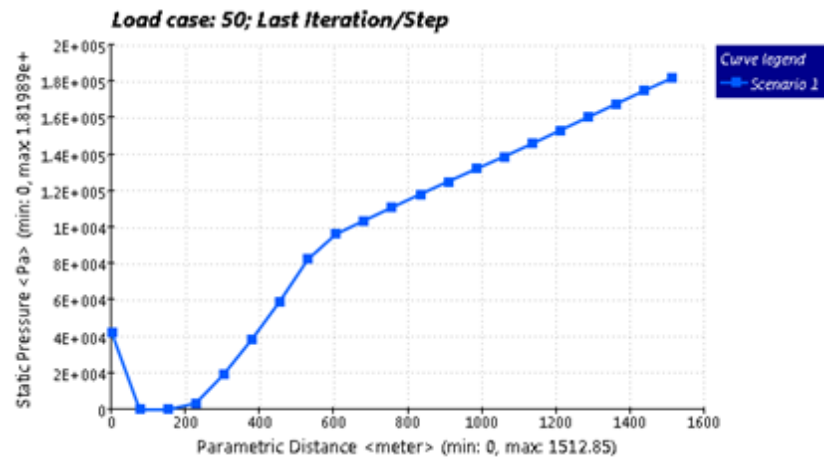
Y la presión calculada es:

$P_2 = 140594 \text{ Pa}$

Entonces existe un error de cálculo de:

$P_{m\acute{a}x} - P_2 = 39406 \text{ Pa}$, esta diferencia que se debe a la precisi3n que existe en el software al momento de calcular la presi3n.

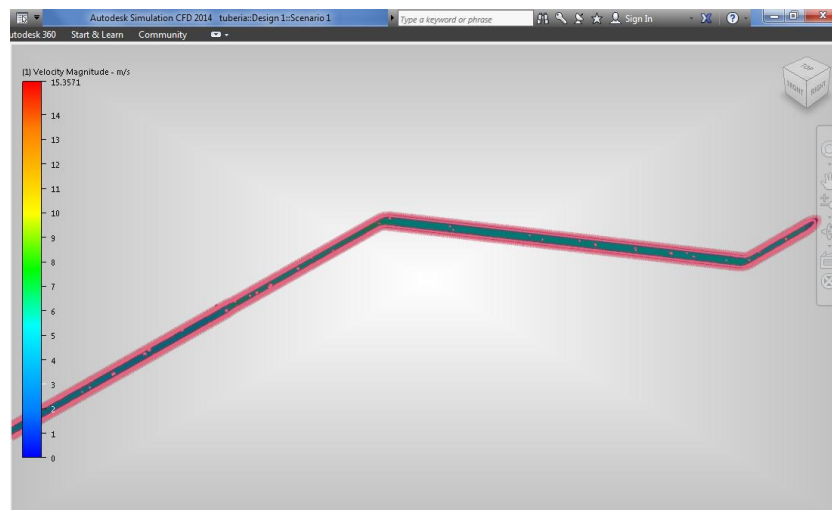
Figura 3.3.17 Curva de presi3nes en la tubería de conducci3n



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.4 Simulaci3n de la tubería de presi3n

Figura 3.4.1 S3lido de la tubería de presi3n



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Perfil de velocidad

La curva de la figura 3.4.2, indica el perfil de velocidades en el interior de la tubería de presión a un flujo turbulento con velocidad:

$$V_{\max} = 4.9 \frac{m}{s}, \text{ según la figura 3.4.2}$$

La velocidad media se calcula a $0.707r$, medidos desde el centro de la tubería, es decir se encuentra a 833.75 mm .

$$V_{med} = 4 \frac{m}{s},$$

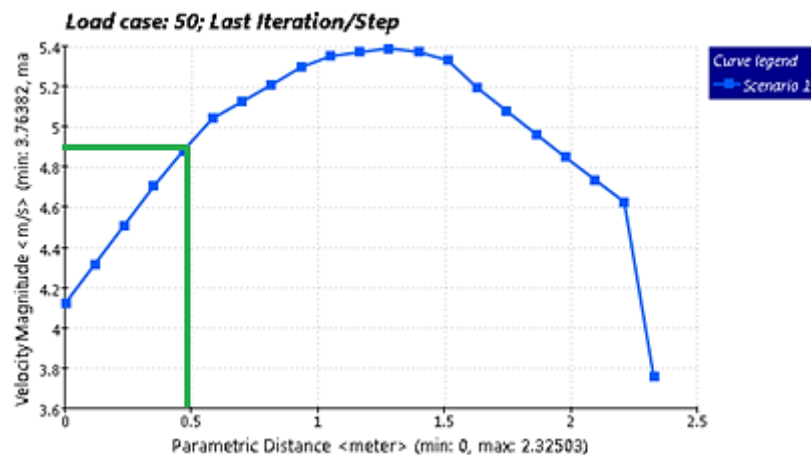
Y la velocidad calculada es:

$$V_3 = 4.55 \frac{m}{s}$$

Entonces existe un error de cálculo de:

$V_{med} - V_3 = 0.35 \frac{m}{s}$, que se debe a la precisión que existe en el software al momento de calcular la velocidad.

Figura 3.4.2 Perfil de velocidades de la tubería de presión

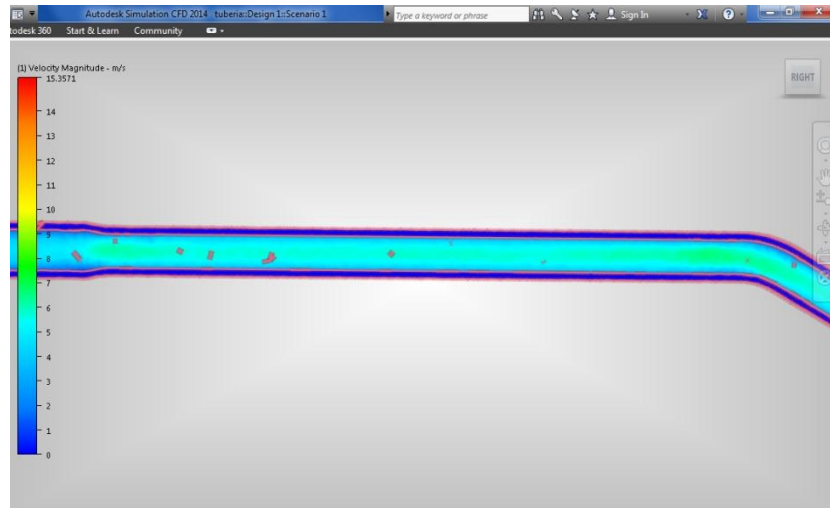


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Magnitud de la velocidad

En la figura 3.4.3 muestra el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z, indica el ingreso del fluido a la tubería de presión desde la salida de la contracción y muestra su incremento de la velocidad, según la escala de colores que aparece en el lado izquierdo de la figura.

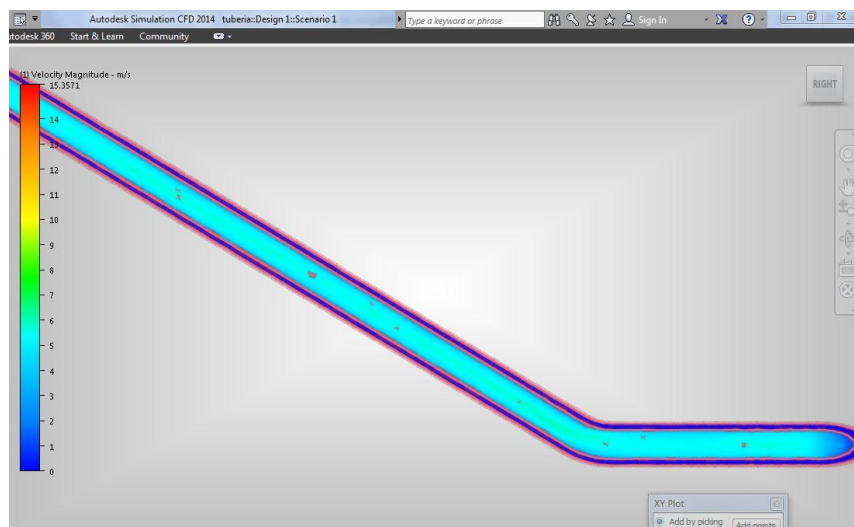
Figura 3.4.3 Inicio de la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.4.4 indica como aumenta la velocidad del fluido al transitar por la tubería de presión.

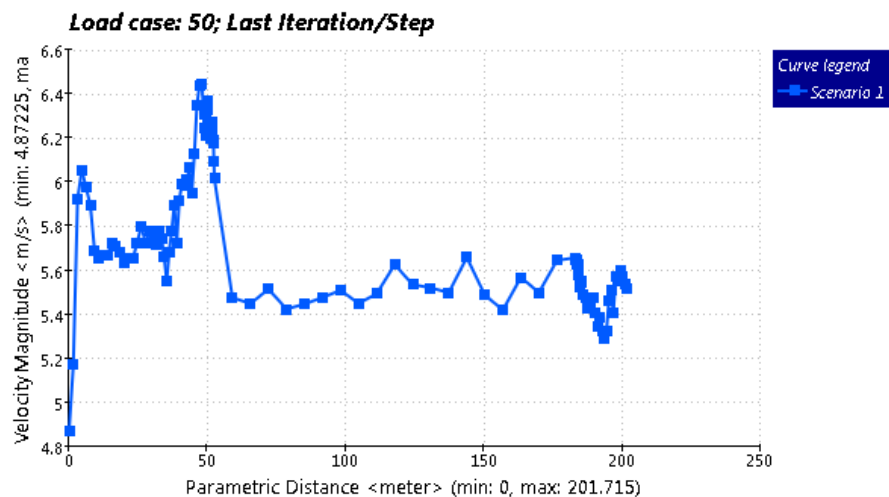
Figura 3.4.4 Final de la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La curva de la figura 3.4.5 indica como incrementa la velocidad del fluido, desde la salida de la contracción hasta el ingreso a la bifurcación. Existe una velocidad máxima $V_{m\acute{a}x} = 6.5 \frac{m}{s}$ al ingreso a la bifurcación.

Figura 3.4.5 Curva de velocidad en la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

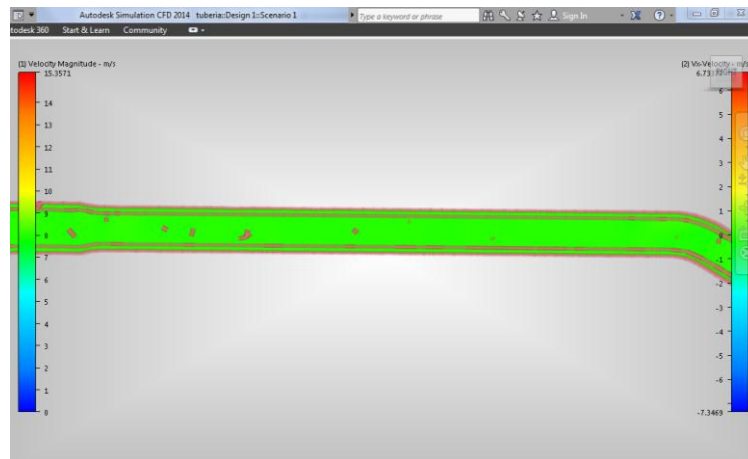
Velocidades en dirección X, Y y Z

Las figuras que muestran continuación corresponden a los gráficos de las velocidades en las direcciones X, Y, Z respectivamente y las curvas de velocidad en las direcciones X, Y, Z respectivamente, al inicio y final de la tubería de presión. Son generadas por el simulador de fluidos que muestra curvas y resultados, que, para su obtención de manera matemática implicaría ecuaciones muy complejas.

Velocidades en X

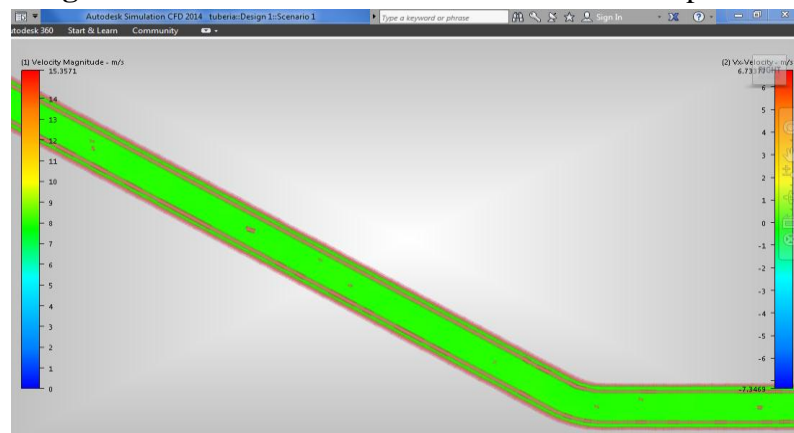
Las figuras 3.4.6 y 3.4.7 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección X y la figura 3.4.8 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección X. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.4.6 Velocidad en X al inicio de tubería de presión



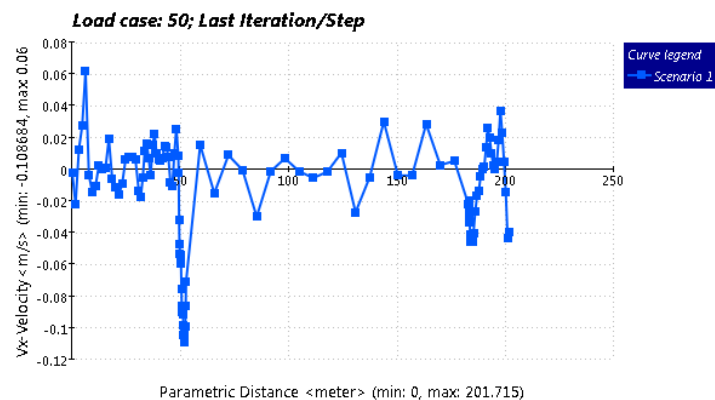
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.7 Velocidad en X al final de tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.8 Curva de velocidad en X de la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Y

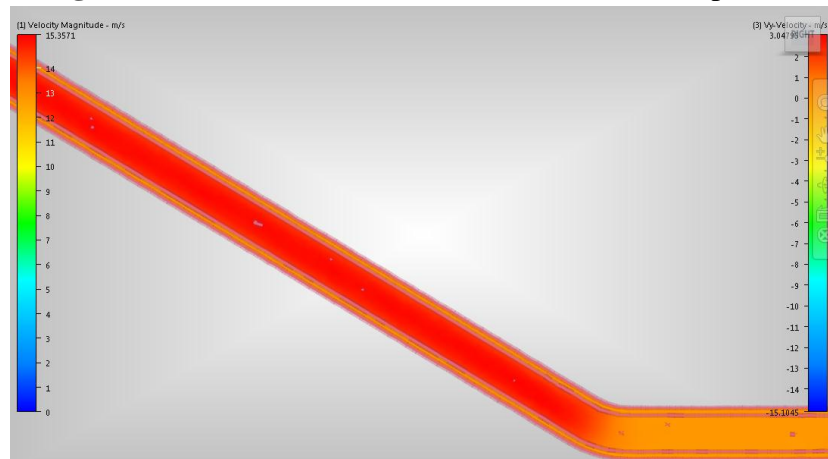
Las figuras 3.4.9 y 3.4.10 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección Y y la figura 3.4.11 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.4.9 Velocidad en Y al inicio de tubería de presión



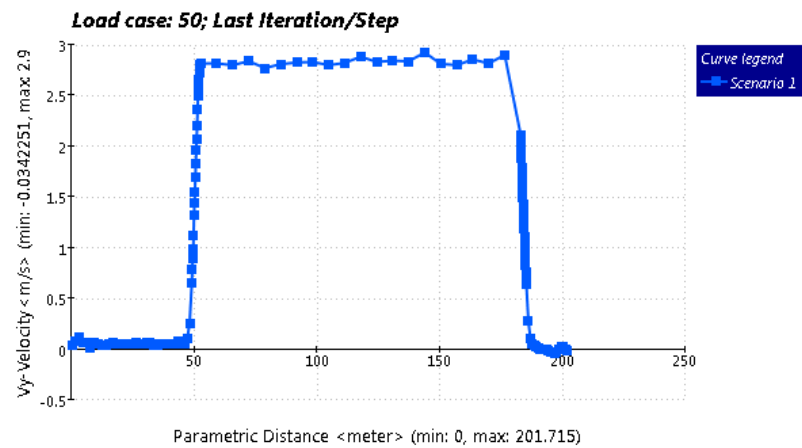
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.10 Velocidad en Y al final de tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.11 Curva de velocidad en la tubería de presión

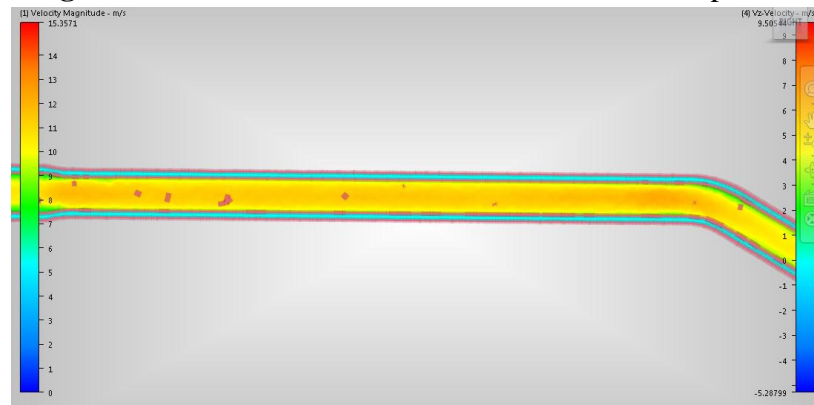


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Z

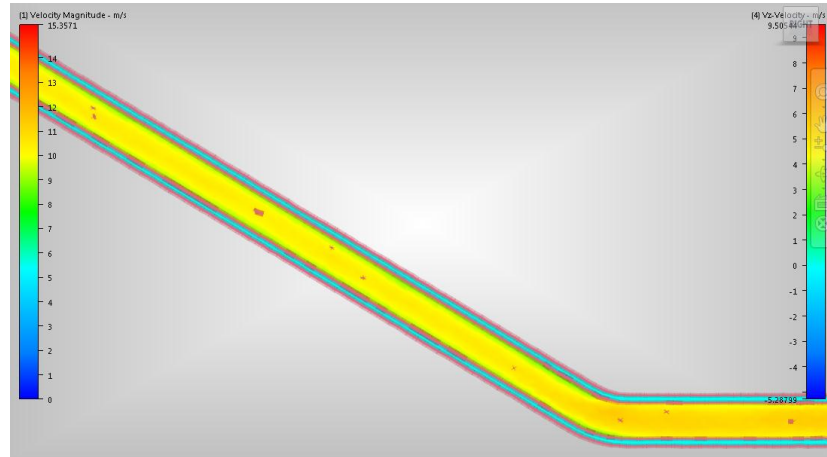
Las figuras 3.4.12 y 3.4.13 que corresponden a los gráficos de las velocidades en la dirección Z y la figura 3.4.14 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Z. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.4.12 Velocidad en Z al inicio de tubería de presión



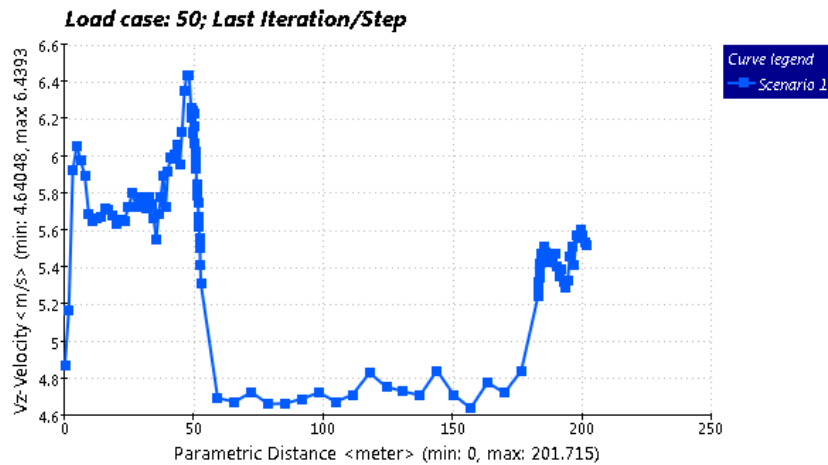
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.13 Velocidad en Z al final de tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.14 Curva de velocidad en la tubería de presión

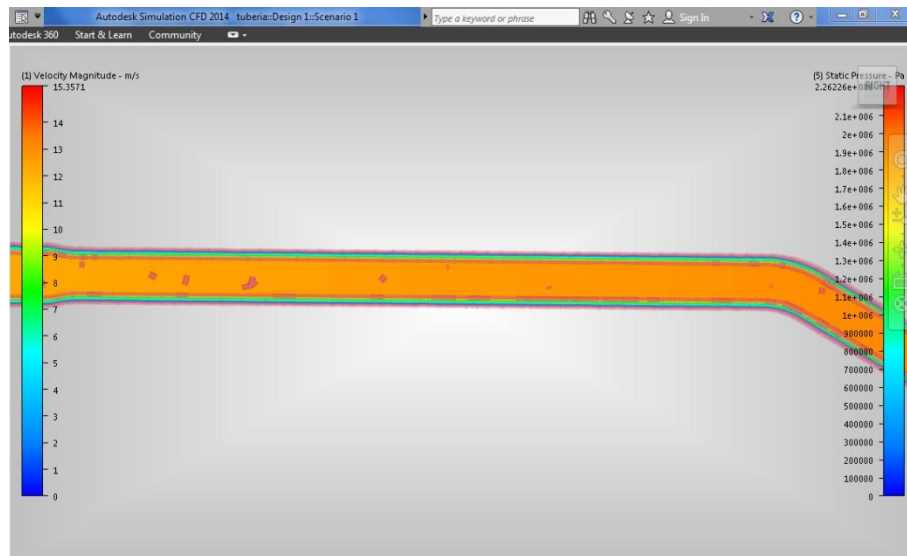


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Presión interna

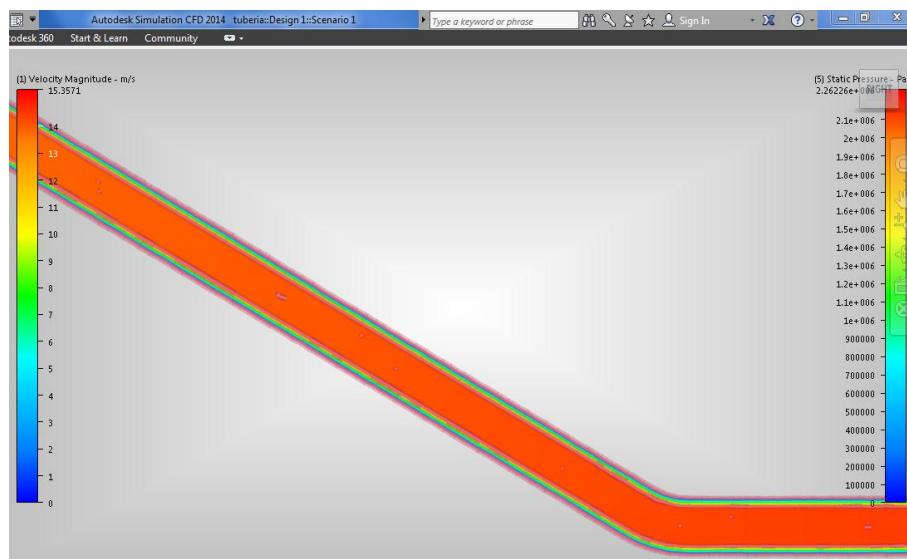
La figura 3.4.15 y 3.4.16 muestra notablemente en forma de colores el incremento de presión desde la salida de la contracción hasta el inicio de la bifurcación.

Figura 3.4.15 Presión al inicio de la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.4.16 Presión al final de la tubería de presión



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.4.17 muestra el ascenso de presión al final de la tubería de presión, conforme avanza la longitud de la tubería, y según la curva se obtiene:

$$P_{\text{máx}} = 1000000 \text{ Pa, según la figura 3.4.17}$$

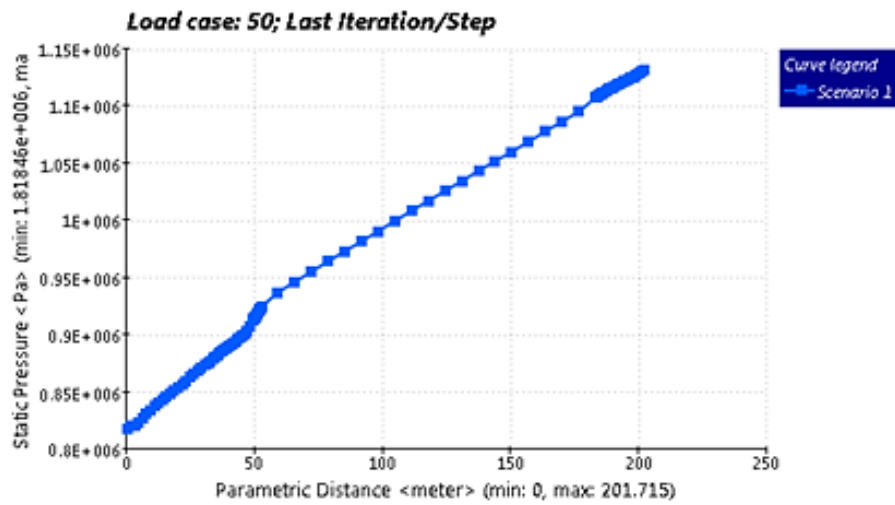
Y la presión calculada es:

$$P_3 = 911311 \text{ Pa}$$

Entonces existe un error de cálculo de:

$P_{m\acute{a}x} - P_3 = 88689 \text{ Pa}$, esta diferencia que se debe a la precisi3n que existe en el software al momento de calcular la presi3n.

Figura 3.4.17 Curva de presiones en la tubería de presi3n

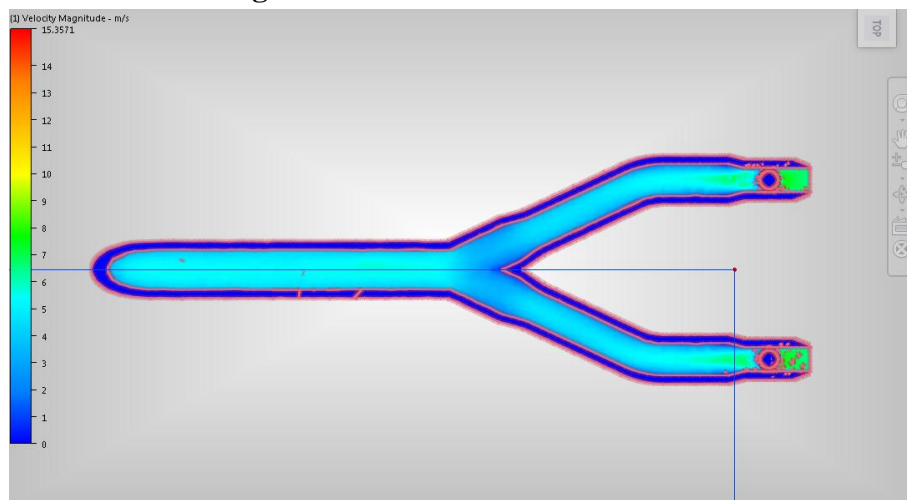


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.5 Simulaci3n de la tubería de bifurcaci3n

En la bifurcaci3n el fluido que llega de la tubería de presi3n y se divide en dos ramales que conducen un caudal de $11 \text{ m}^3/\text{s}$ cada una.

Figura 3.5.1 S3lido de la bifurcaci3n



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Perfiles de velocidad

La curva de la figura 3.5.2, indica el perfil de velocidades en el interior de la bifurcación con velocidad:

$$V_{m\acute{a}x} = 7.5 \frac{m}{s}, \text{ seg\acute{u}n la figura 3.5.2}$$

La velocidad media se calcula a $0.707r$, medidos desde el centro de la tubería, es decir se encuentra a 503 mm .

$$V_{med} = 6.5 \frac{m}{s},$$

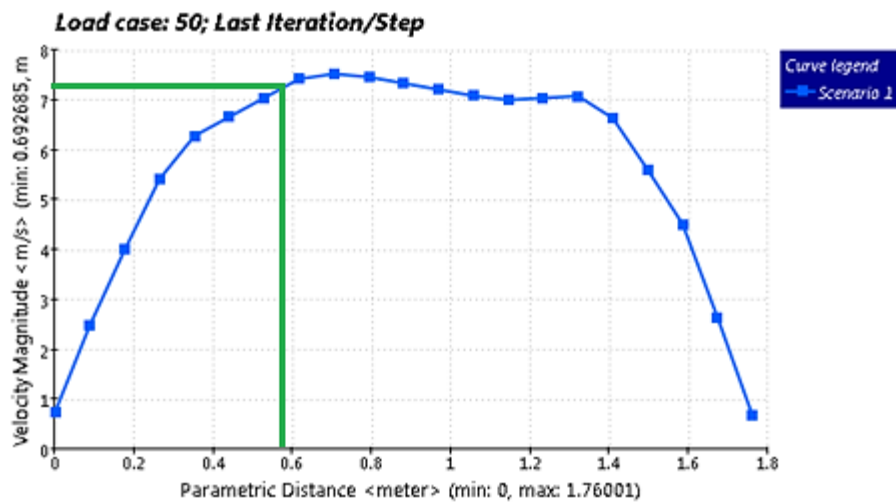
Y la velocidad calculada es:

$$V_4 = 6.1 \frac{m}{s}$$

Entonces existe un error de cálculo de:

$V_{med} - V_4 = 0.4 \frac{m}{s}$, que se debe a la precisión que existe en el software al momento de calcular la velocidad.

Figura 3.5.2 Perfil de velocidades en la bifurcación

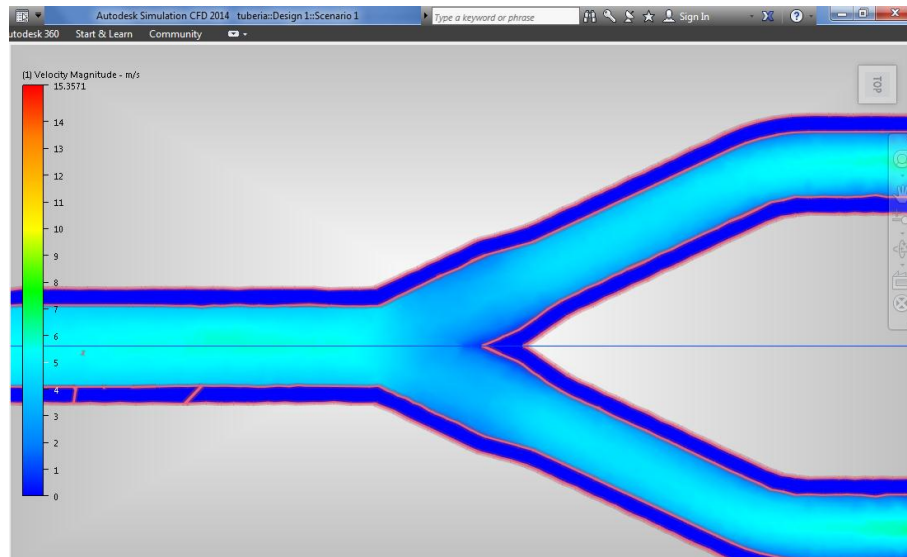


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Magnitud de la velocidad

En la figura 3.5.3 muestra el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z, indica el ingreso del fluido a la bifurcación desde la salida de tubería de presión y muestra su variación de velocidad, según la escala de colores que aparece en el lado izquierdo de la figura.

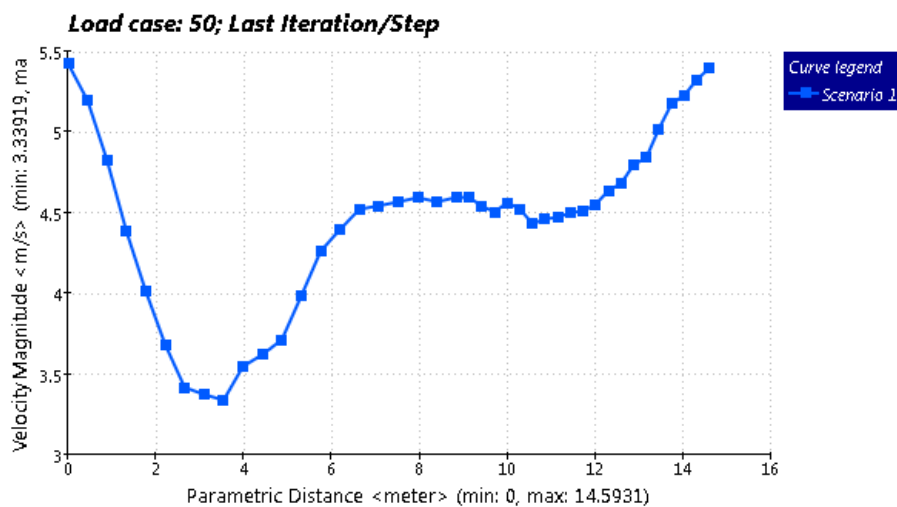
Figura 3.5.3 Bifurcación en Y



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La curva de la figura 3.5.4 indica como varía la velocidad del fluido al salir de la tubería de presión e ingresar a la bifurcación. Existe una velocidad máxima $V_{m\acute{a}x} = 5.5 \frac{m}{s}$ al ingreso de la bifurcación.

Figura 3.5.4 Curva velocidad al ingreso de la bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

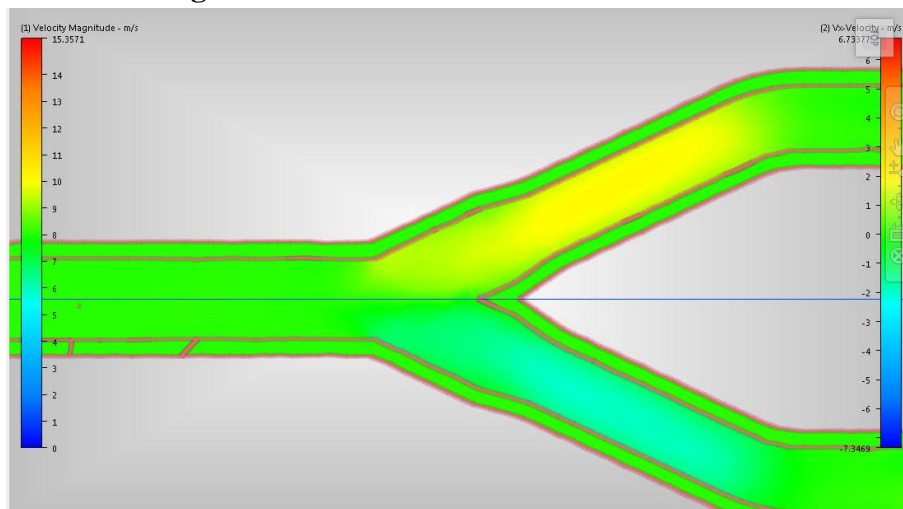
Velocidades en dirección X, Y y Z

Las figuras que muestran continuación corresponden a los gráficos de las velocidades en las direcciones X, Y, Z respectivamente y las curvas de velocidad en las direcciones X, Y, Z respectivamente. Son generadas por el simulador de fluidos que muestra curvas y resultados, que, para su obtención de manera matemática implicaría ecuaciones muy complejas.

Velocidades en X

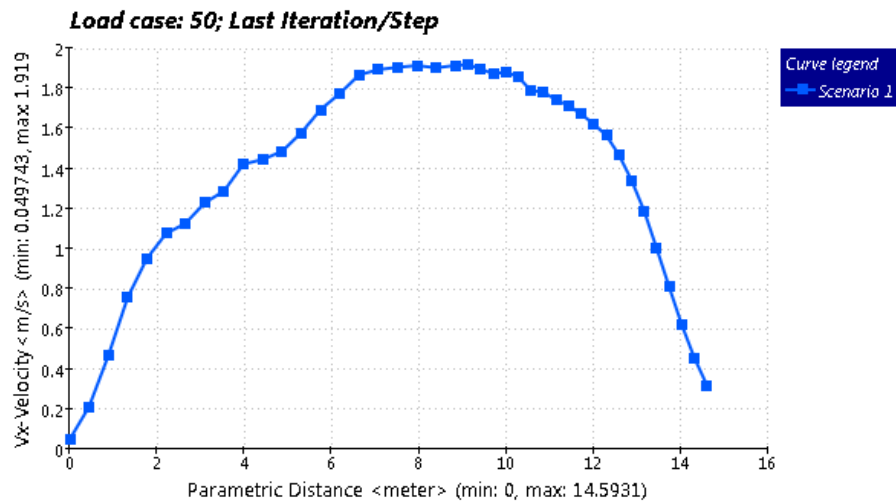
La figura 3.5.5 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección X y la figura 3.5.6 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección X. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.5.5 Velocidad en X de la bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.5.6 Curva de velocidad en X de la bifurcación

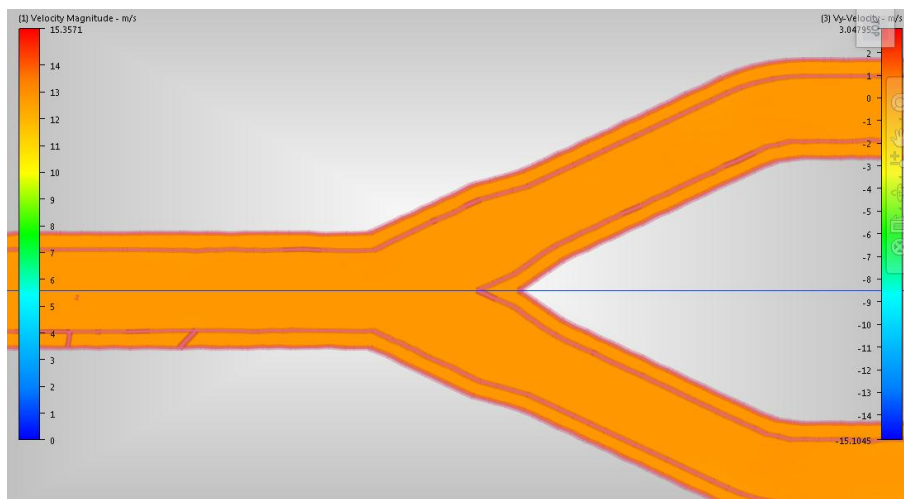


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Y

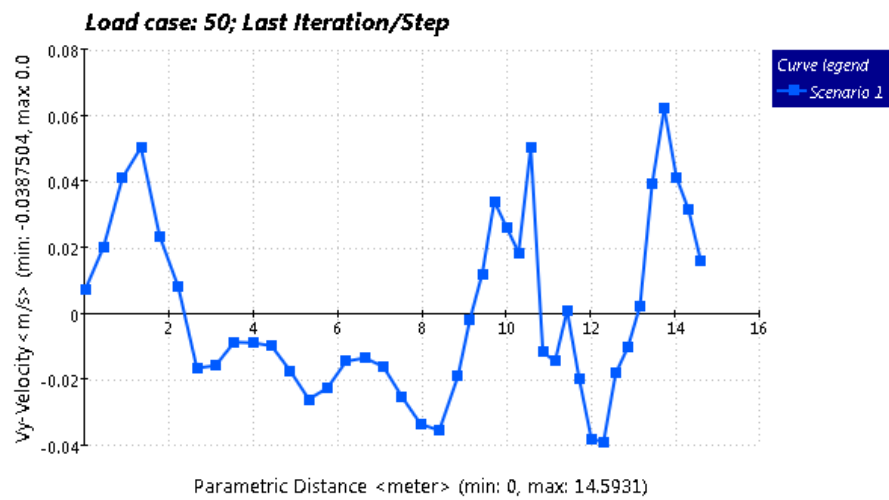
La figura 3.5.7 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección Y y la figura 3.5.8 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.5.7 Velocidad en Y de la bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.5.8 Curva de velocidad en Y de la bifurcación

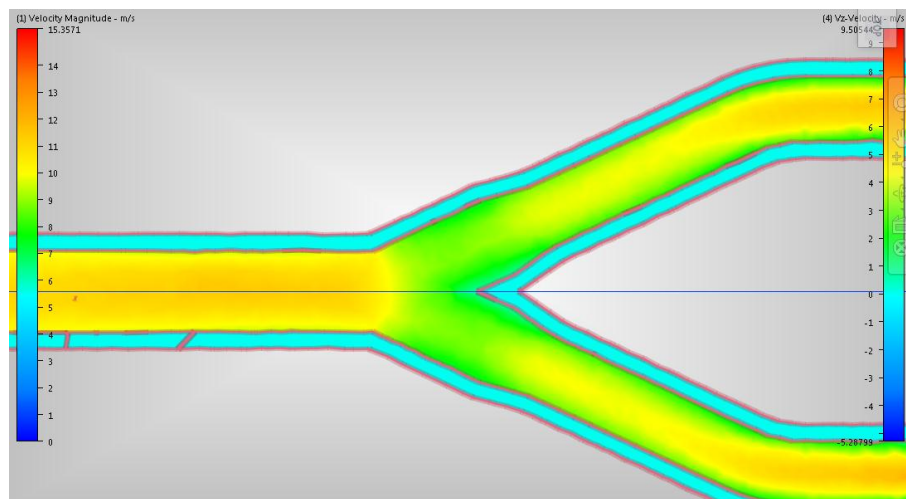


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidades en Z

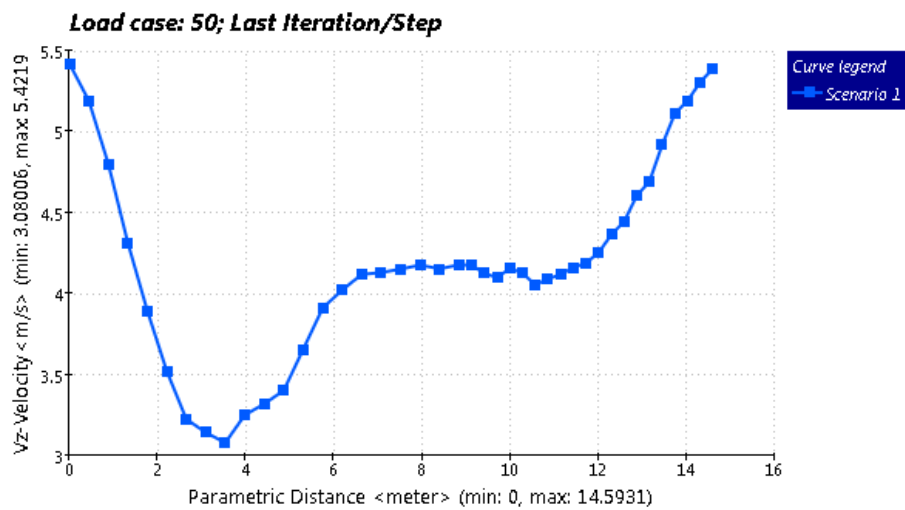
La figura 3.5.9 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección Z y la figura 3.5.10 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Z. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.5.9 Velocidad en Z de la bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.5.10 Curva de velocidad en Z de la bifurcación



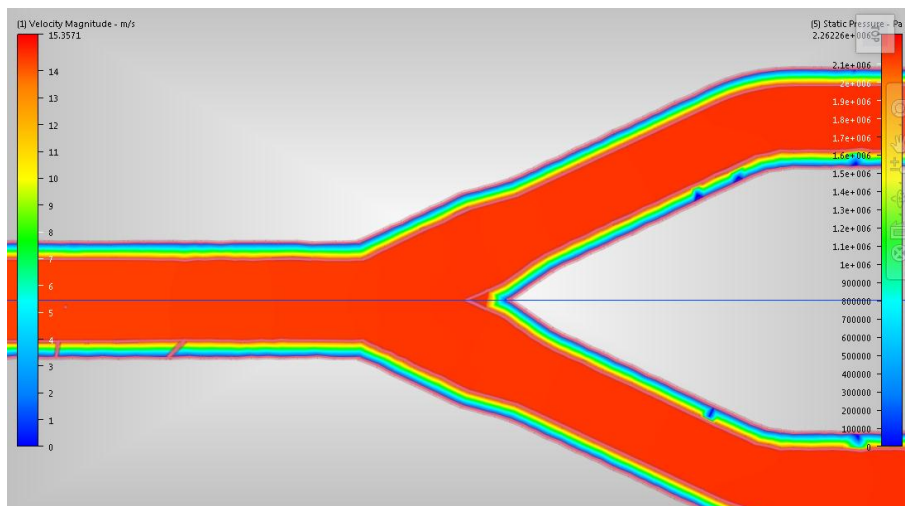
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Presión interna

La figura 3.5.11 muestra en forma de colores el incremento de presión en la bifurcación. La presión al ingreso de bifurcación es la máxima del sistema, debido a que soporta los 93.22 mca de la central.

La presión es la misma en todos los puntos a causa que se encuentran al mismo nivel.

Figura 3.5.11 Presiones en la bifurcación



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.5.12 muestra la curva de presión en los ramales de la bifurcación y según la curva se obtiene:

$P_{m\acute{a}x} = 1000000 \text{ Pa}$, según la figura 3.5.12

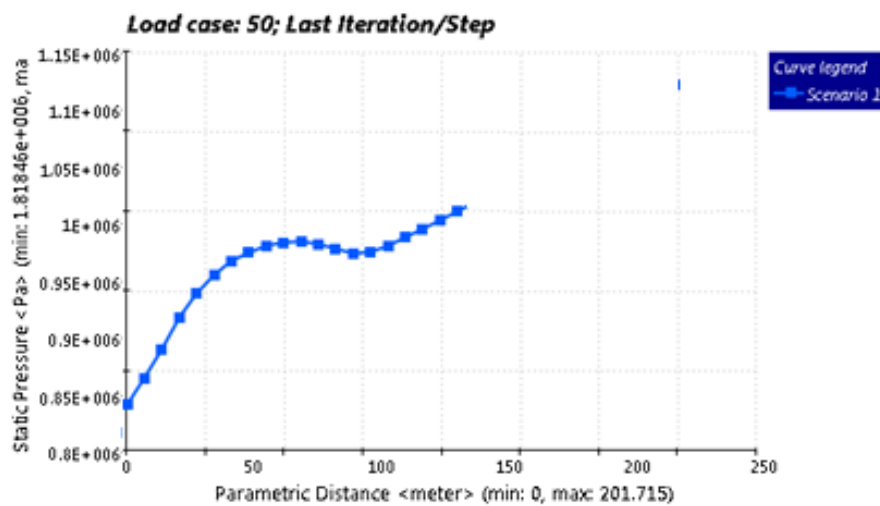
Y la presión calculada es:

$P_4 = 911311 \text{ Pa}$

Entonces existe un error de cálculo de:

$P_{m\acute{a}x} - P_4 = 88689 \text{ Pa}$, esta diferencia que se debe a la precisión que existe en el software al momento de calcular la presión.

Figura 3.5.12 Curva de presiones en la bifurcación



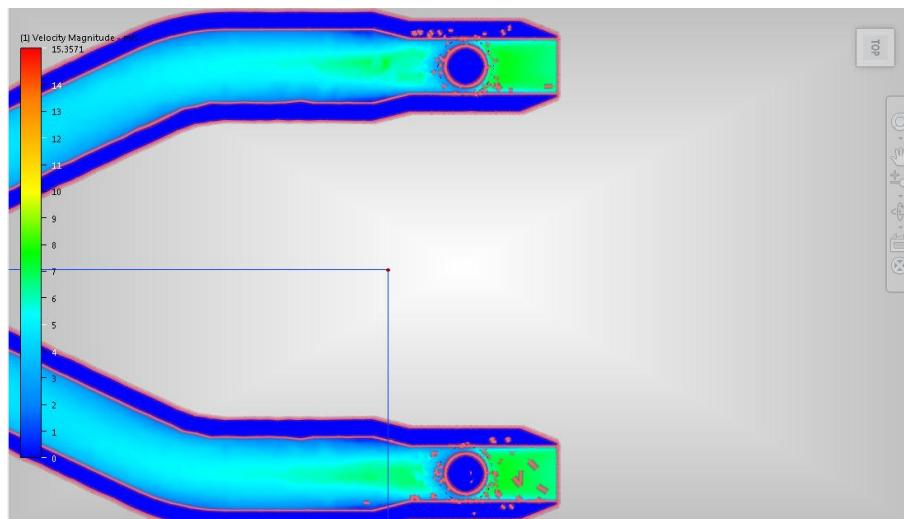
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Se observa que la variación de presión es mínima, y la curva tiende a presión constante.

3.6 Simulación de la válvula mariposa

La válvula mariposa controla el fluido que ingresa a la turbina. En la figura 3.6.1 muestra como se comporta el fluido al paso por la válvula.

Figura 3.6.1 Sólido válvula mariposa



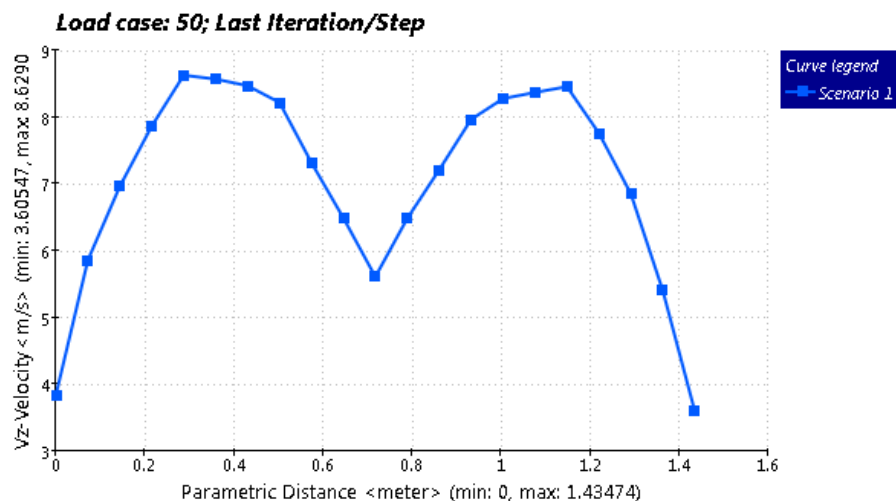
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Perfil de velocidad

Las curvas de los perfiles de velocidad se obtuvieron antes, durante y después de la válvula.

La figura 3.6.2 muestra el fluido antes del ingreso a la válvula, se observa que la velocidad del fluido en el centro de la tubería empieza a descender.

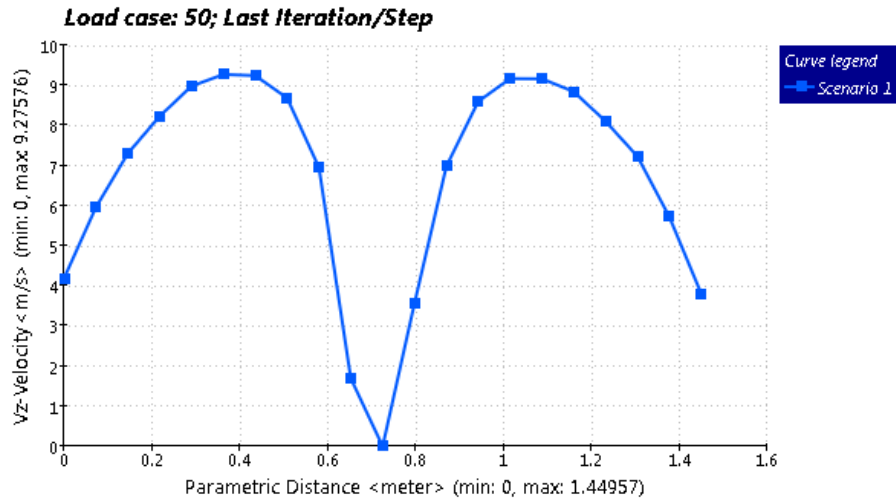
Figura 3.6.2 Perfil de velocidad antes de la válvula mariposa



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.6.3 muestra como se comporta el fluido al momento de cruzar por la válvula. La velocidad del fluido en el centro de la válvula es cero.

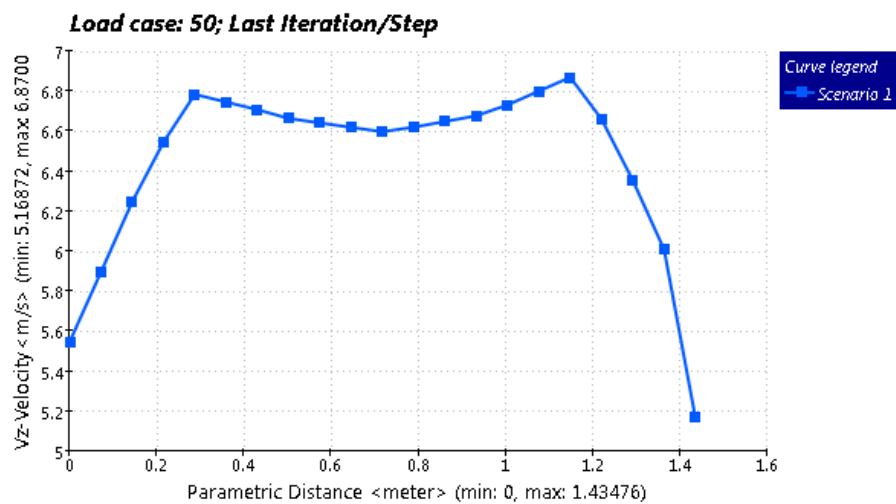
Figura 3.6.3 Perfil de velocidad en la válvula mariposa



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.6.4 muestra el fluido después de pasar por la válvula y empieza a retomar su velocidad nominal.

Figura 3.6.4 Perfil de velocidad después de la válvula



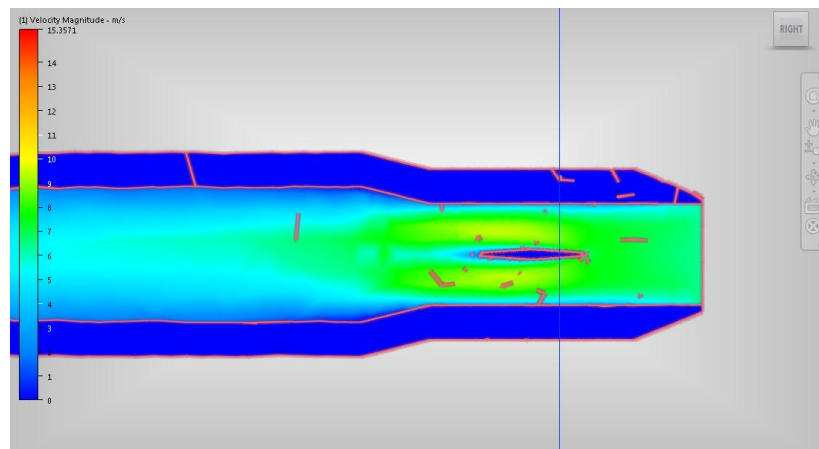
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Magnitud de la velocidad

En la figura 3.6.5 muestra el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z, indica el paso del fluido por la válvula mariposa y muestra su variación de velocidad, según la escala de colores que aparece en el lado izquierdo de la figura.

Es el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z al paso por la válvula. Indica a que velocidades ingresa y sale el fluido de la válvula.

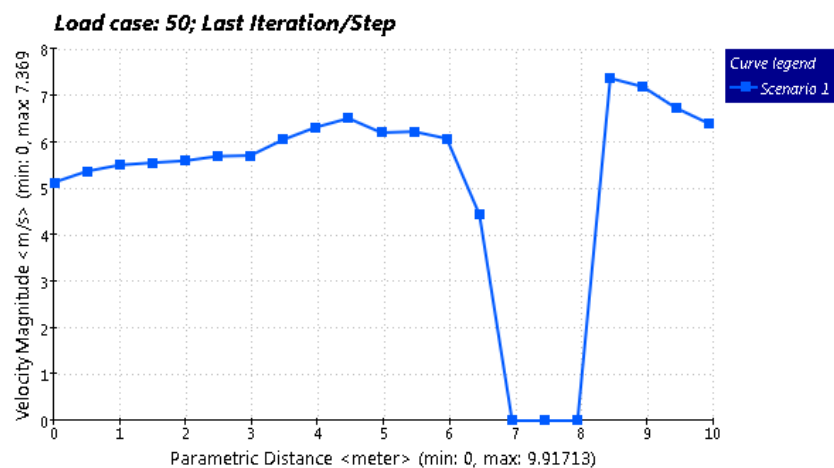
Figura 3.6.5 Velocidad en la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La curva de la figura 3.6.6 indica como varía la velocidad del fluido al pasar por la válvula. Existe una velocidad máxima $V_{m\acute{a}x} = 7.5 \frac{m}{s}$.

Figura 3.6.6 Velocidades de la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

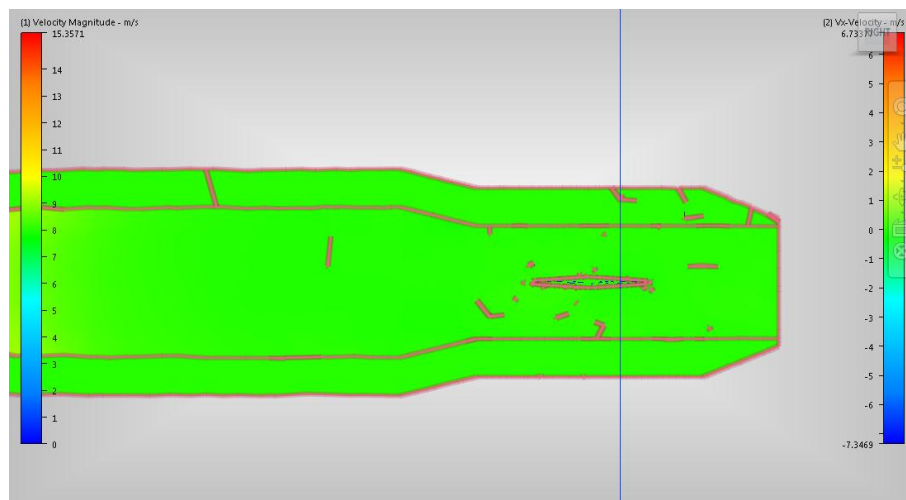
Velocidades en dirección X, Y y Z

Las figuras que muestran continuación corresponden a los gráficos de las velocidades en las direcciones X, Y, Z respectivamente y las curvas de velocidad en las direcciones X, Y, Z respectivamente. Son generadas por el simulador de fluidos que muestra curvas y resultados, que, para su obtención de manera matemática implicaría ecuaciones muy complejas.

Velocidades en X

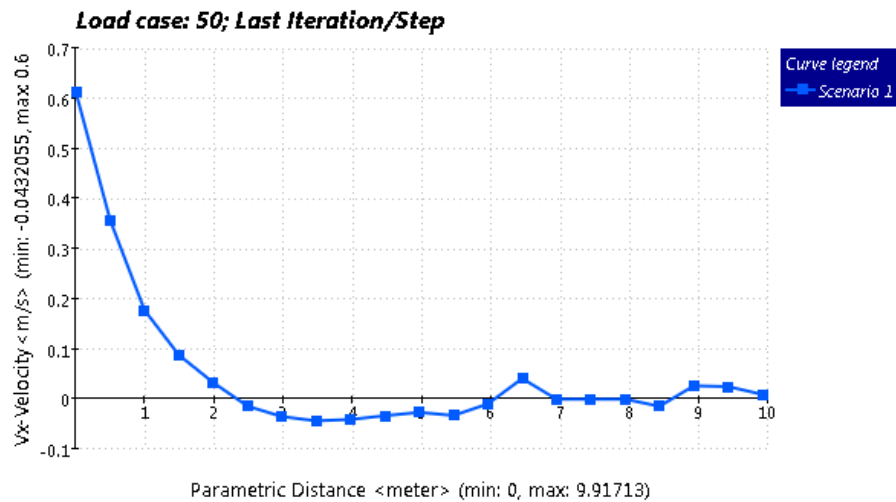
La figura 3.6.7 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección X y la figura 3.6.8 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección X. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.6.7 Velocidad X en la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.6.8 Velocidad en X

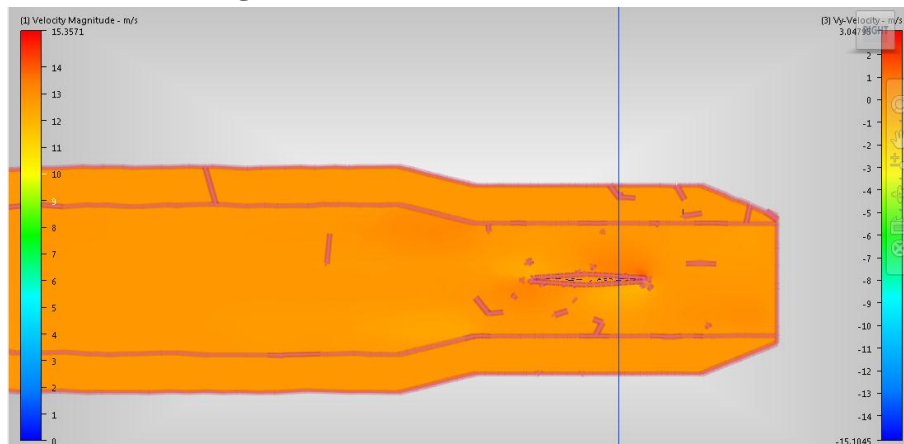


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidad en Y

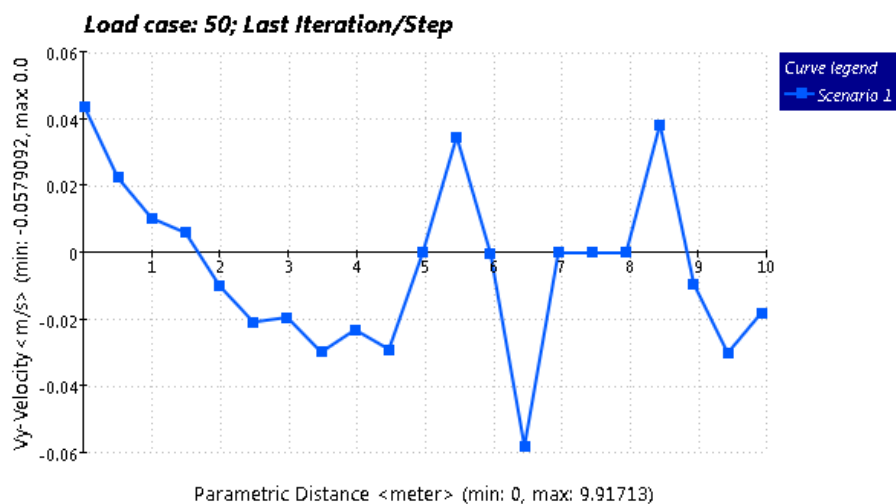
La figura 3.6.9 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección Y y la figura 3.6.10 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.6.9 Velocidad Y en la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.6.10 Velocidad en Y

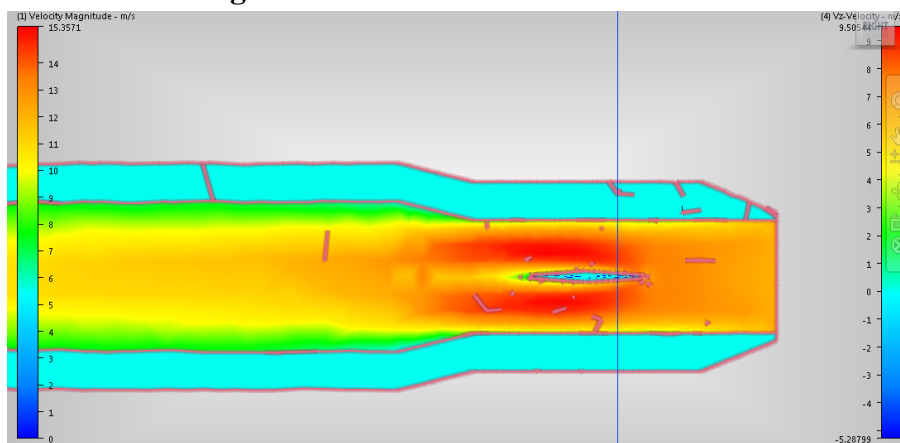


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidad en Z

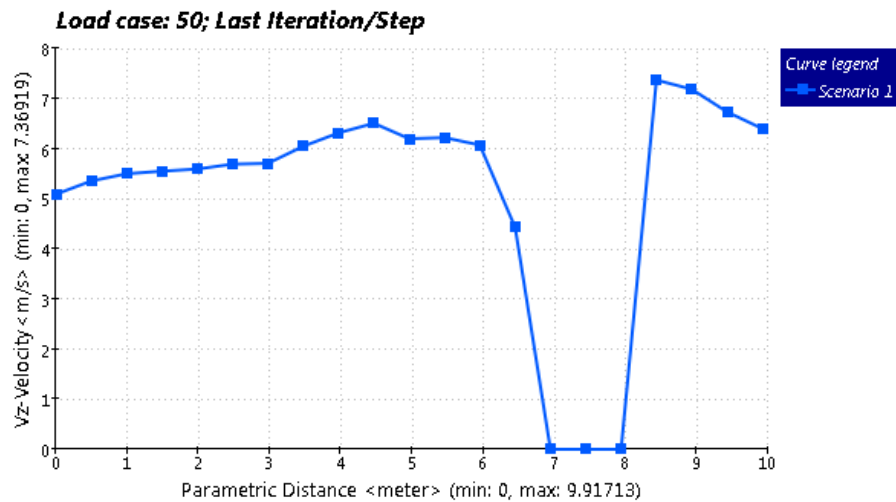
La figura 3.6.11 corresponde al gráfico de la velocidades en la dirección Y y la figura 3.6.12 que corresponde a las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.6.11 Velocidad Z en la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.6.12 Velocidad en Z

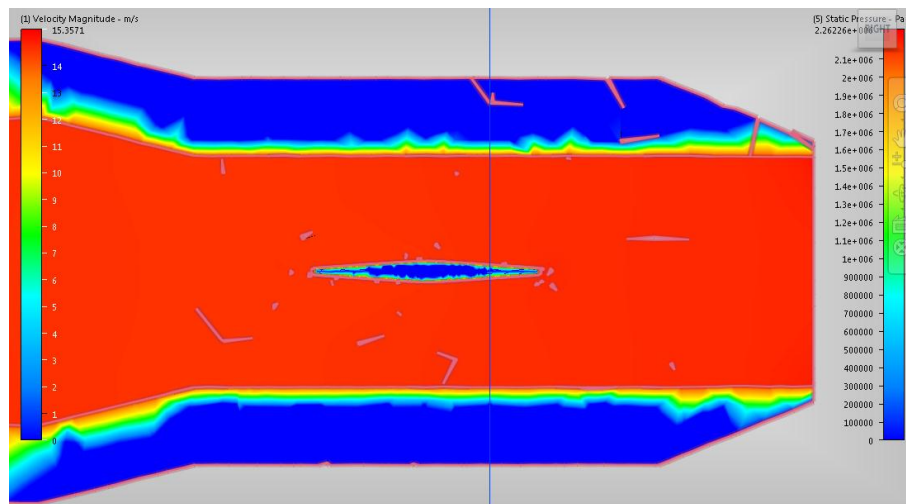


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Presión interna

La figura 3.6.13 muestra en forma de colores el incremento de presión en la válvula mariposa.

Figura 3.6.13 Presiones en la válvula



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.6.14 muestra la curva de presión en los ramales de la bifurcación y según la curva se obtiene:

$$P_{m\acute{a}x} = 1100000 \text{ Pa, según la figura 3.5.12}$$

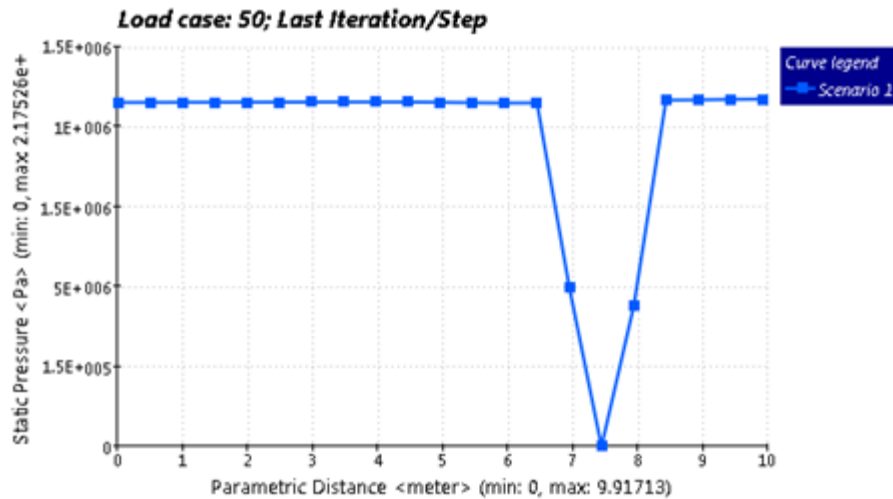
Y la presión calculada es:

$$P_4 = 911311 \text{ Pa}$$

Entonces existe un error de cálculo de:

$P_{m\acute{a}x} - P_4 = 188689 \text{ Pa}$, esta diferencia que se debe a la precisión que existe en el software al momento de calcular la presión.

Figura 3.6.14 Curva de presiones en la válvula mariposa

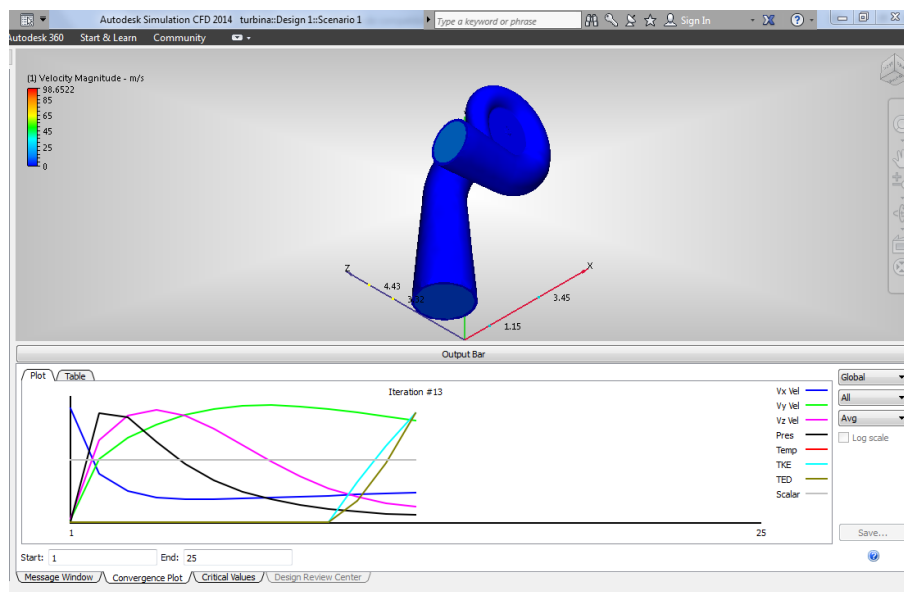


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

3.7 Simulación de la turbina Francis

En la turbina se produce el cambio energía hidráulica a energía mecánica, a una caudal de $11\text{m}^3/\text{s}$.

Figura 3.7.1 Sólido de la turbina



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

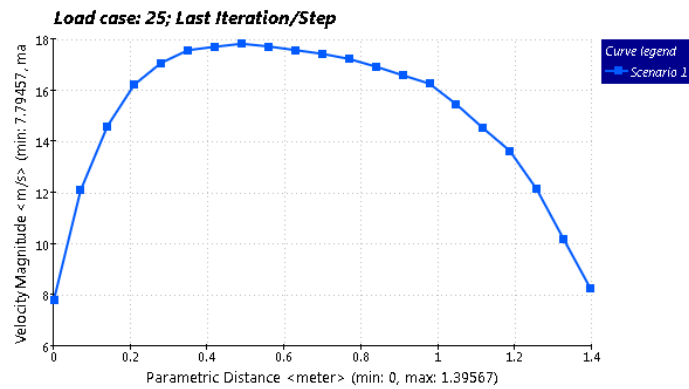
En la barra del “Output Bar” indica cada uno de los procesos en la simulación:

```
Mesher process started...
Loading model...
Loading mesh sizes and constraints...
Meshing...
Surface meshing... generating surface mesh
Surface meshing... smoothing surface mesh
Volume meshing... creating volume mesh
Volume meshing... optimizing volume mesh
Volume meshing... smoothing volume mesh
Performing mesh quality check...
Saving mesh...
Meshing completed.
Updating model database...
Model database updated.
Updating mesh database...
Mesh database updated.
Building solver model file...
Solver file written.
Initializing ...
Control file processing complete
Check Out motion License: Successful
Authorization verified
Processing input ...
Mesh input complete
Processing results input ...
Results input complete
Processing BC input ...
Computing restart BC data ...
Calculating BC data structures ...
Calculate wall distance for 477415 fluid nodes
Wall distance calculation done in (1 + 4) seconds. Max distance =
0.850799
BC data structures complete and saved
Analysis Initialization Complete
Input processing complete
** FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...
620155 Total Nodes, 477415 Fluid Nodes , 142740 Solid Nodes
2 Inlets 0 Outlets 0 Unknowns
***** ANALYSIS STARTED *****
Turbulent Incompressible Flow is ON
Turbulence model: Standard k-epsilon
Intelligent Wall Formulation: OFF
Begin Post-Processing Calculations ...
Post-Processing Calculations Done
Begin Post-Processing File Output ...
Post-Processing File Output Done
Analysis completed successfully
```

Perfil de velocidad

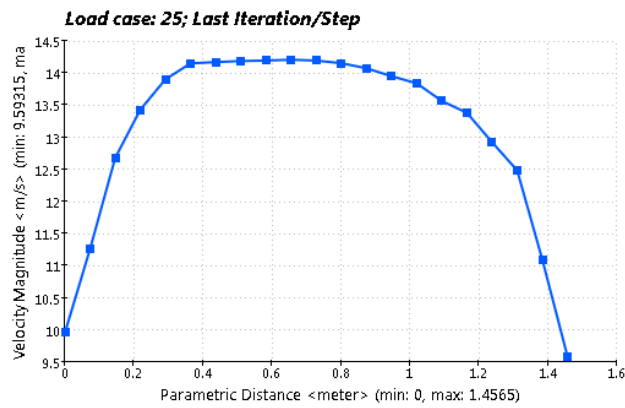
Las siguientes figuras se muestran los perfiles de velocidad al ingreso al caracol de la turbina hasta el inicio del rodete.

Figura 3.7.2 Perfil de velocidad 1



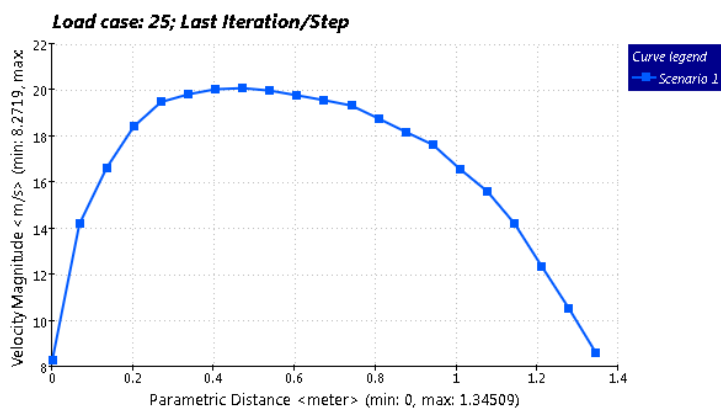
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.3 Perfil de velocidad 2



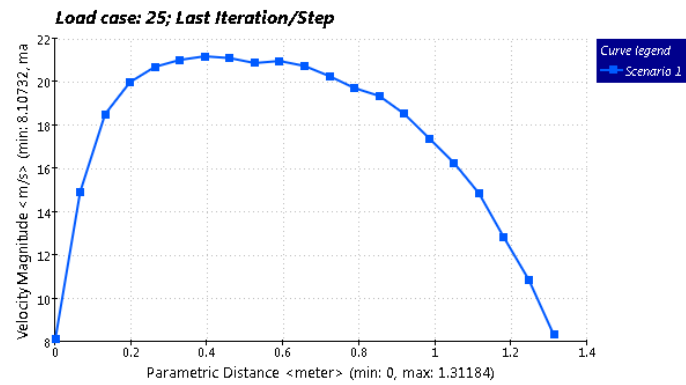
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.4 Perfil de velocidad 3



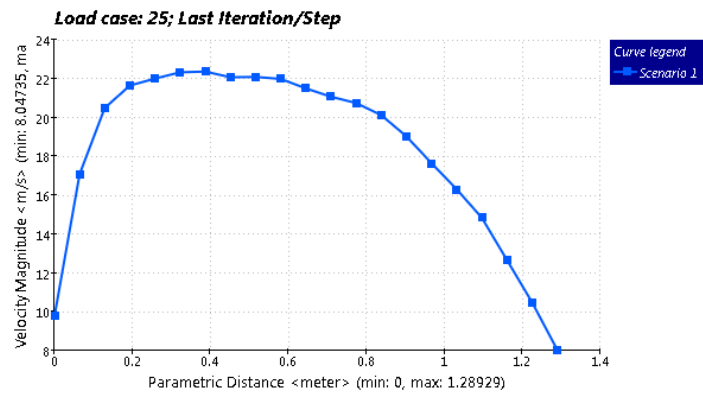
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.5 Perfil de velocidad 4



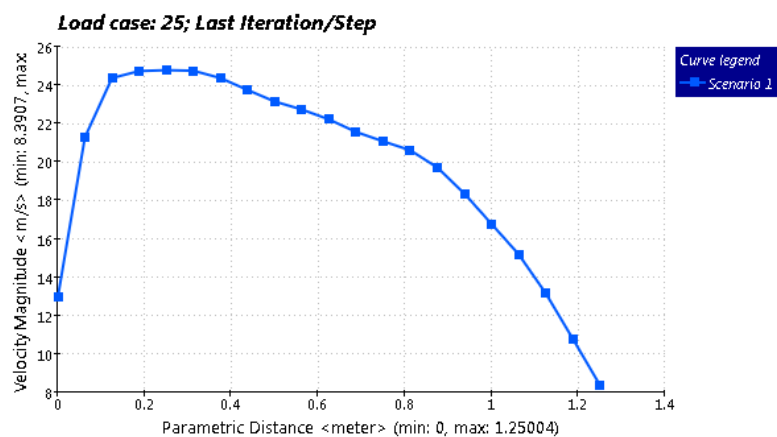
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.6 Perfil de velocidad 5



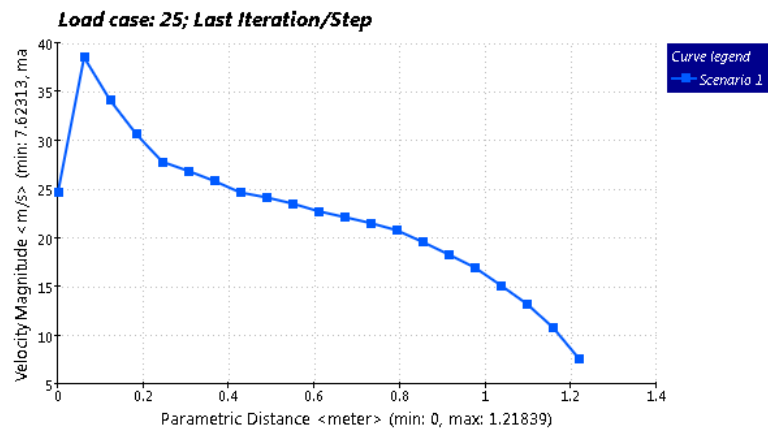
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.7 Perfil de velocidad 6



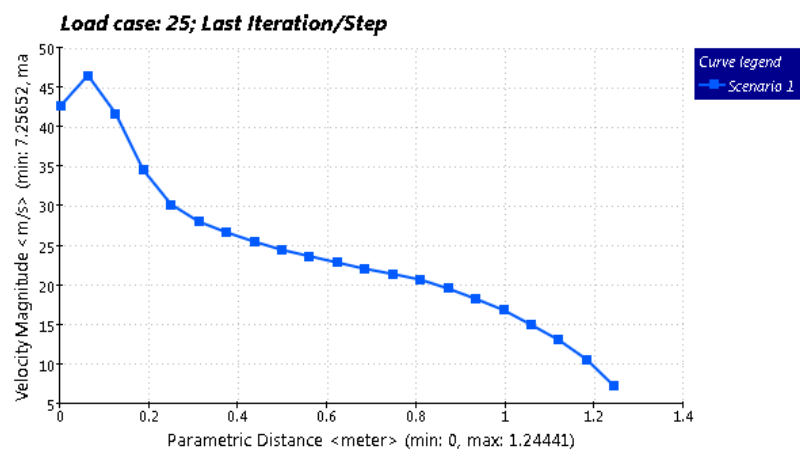
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.8 Perfil de velocidad 7



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.9 Perfil de velocidad 8



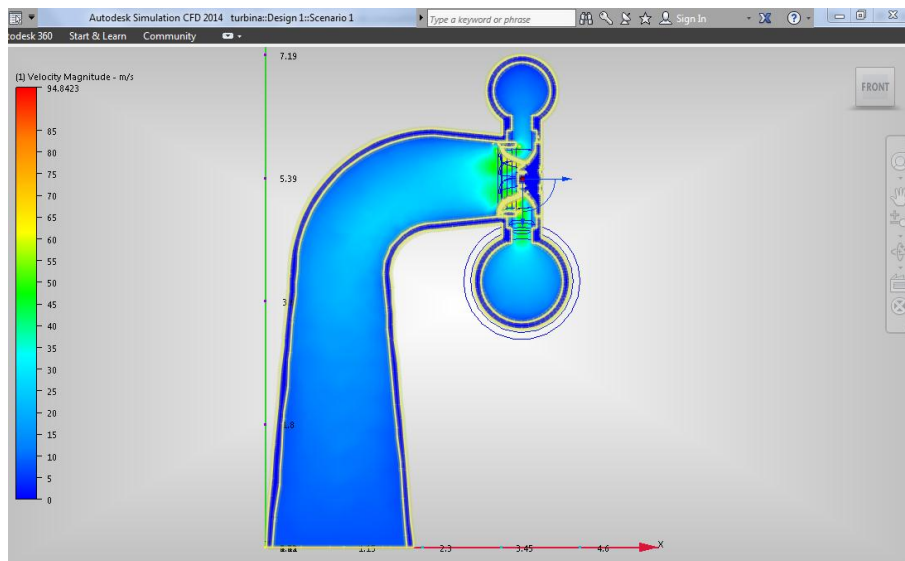
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

A medida que ingresa a la turbina incrementa la velocidad en el punto 0, es decir, a la pared de la tubería, la cual coincide con el punto tangente del rodete.

Magnitud de la velocidad

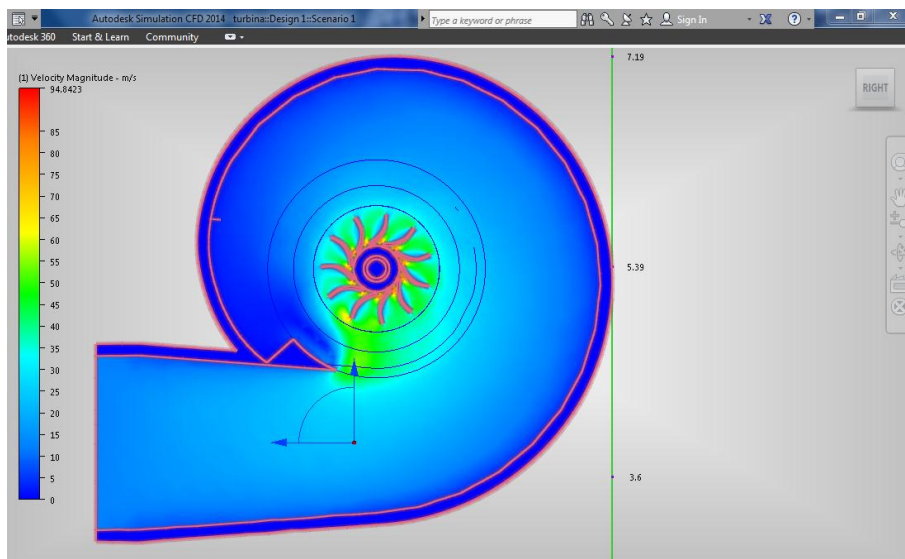
En las figuras 3.7.10 y 3.7.11 muestran el vector resultante de todas las velocidades en X, Y, Z, indica ingreso del fluido a la turbina y a la salida de la turbina por medio del tubo de aspiración y según la escala de colores que aparece en el lado izquierdo de la figura.

Figura 3.7.10 Velocidad en la turbina



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

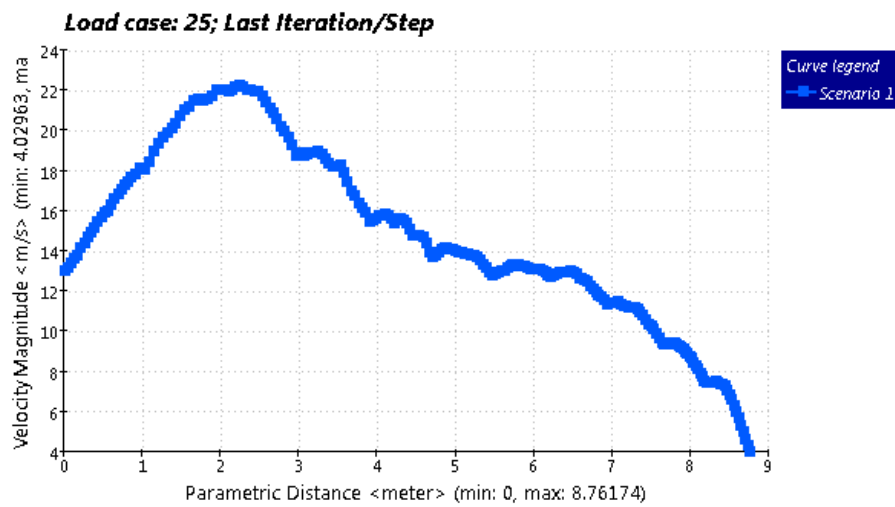
Figura 3.7.11 Velocidad en el caracol



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

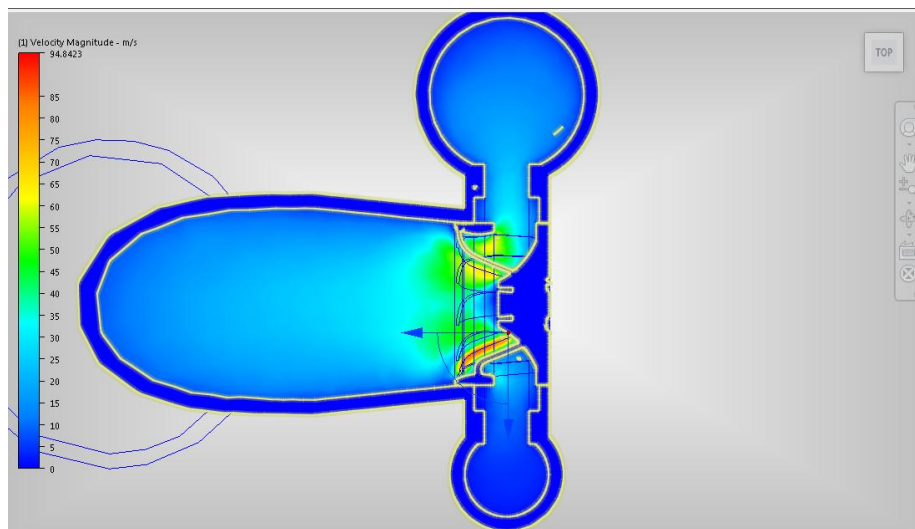
La figura 3.7.12 muestra la curva del cambio de velocidades en el centro del caracol, sin pasar por la turbina.

Figura 3.7.12 Curva de velocidades periféricas



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

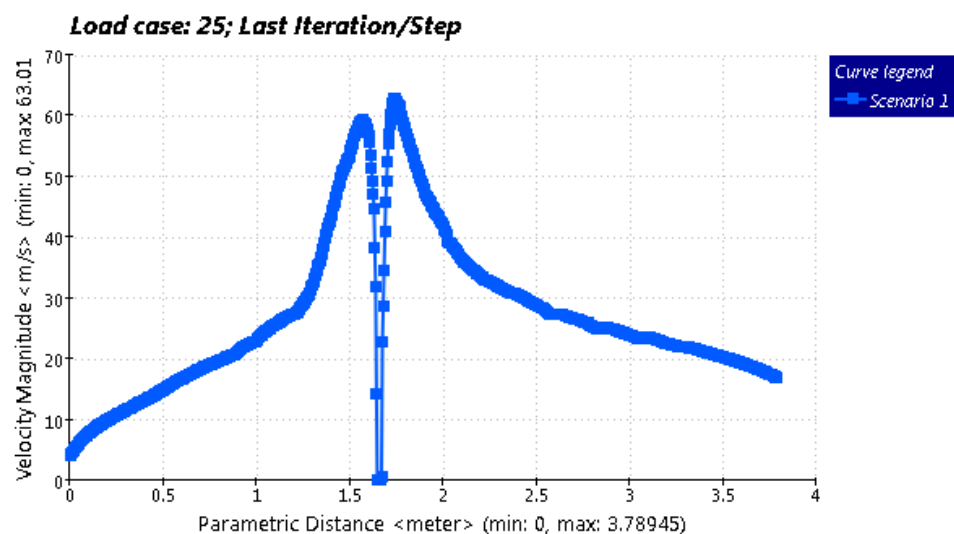
Figura 3.7.13 Velocidades de la turbina



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

En la figura 3.7.14 muestra la curva e indica como es el cambio de velocidad, en el sentido trasversal, la cual no es significativa al momento de cruzar por la turbina.

Figura 3.7.14 Curva de velocidades centrales



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

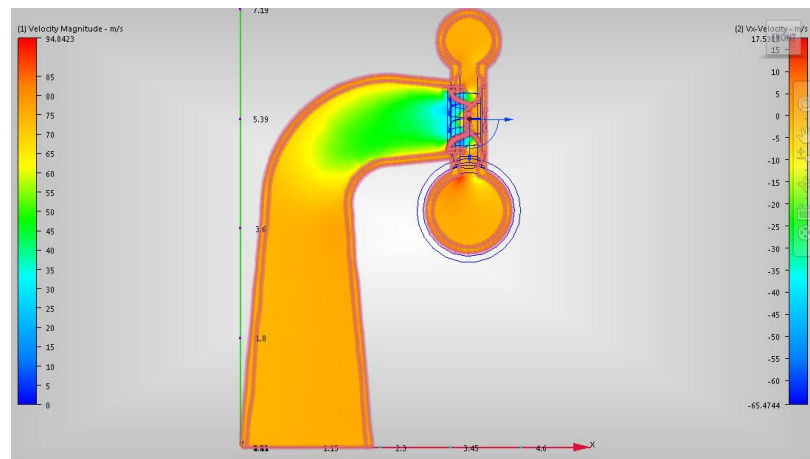
Velocidades en dirección X, Y y Z

Las figuras que muestran continuación corresponden a los gráficos de las velocidades en las direcciones X, Y, Z respectivamente y las curvas de velocidad en las direcciones X, Y, Z respectivamente. Son generadas por el simulador de fluidos que muestra curva y los resultados, que, para su obtención de manera matemática implicaría ecuaciones muy complejas.

Velocidades en X

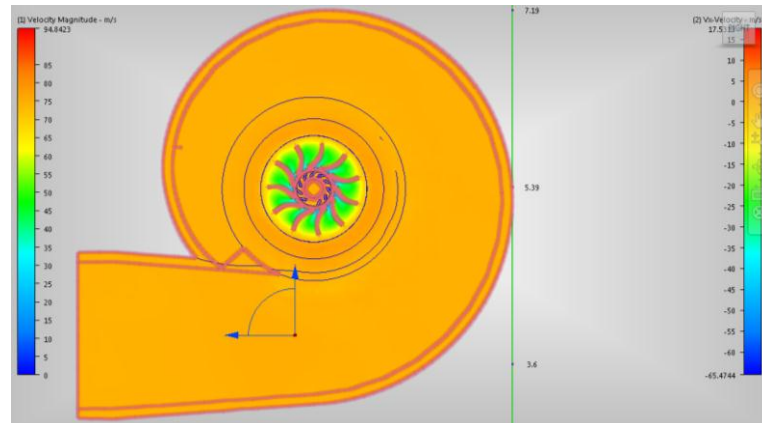
La figura corresponde al gráfico de las velocidades en la dirección X y las curvas de velocidad en la dirección X. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.7.15 Velocidad en X



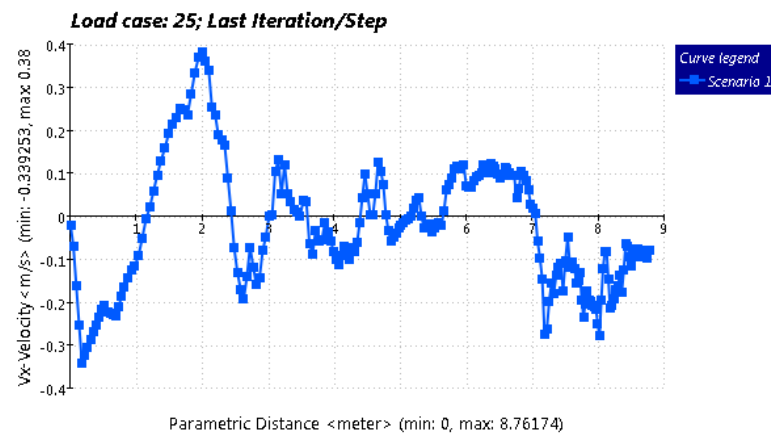
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.16 Velocidad en X del caracol



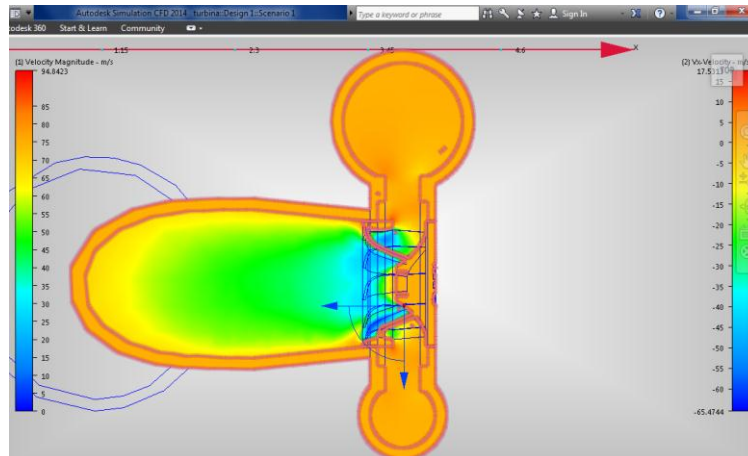
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.17 Curva de velocidades en X



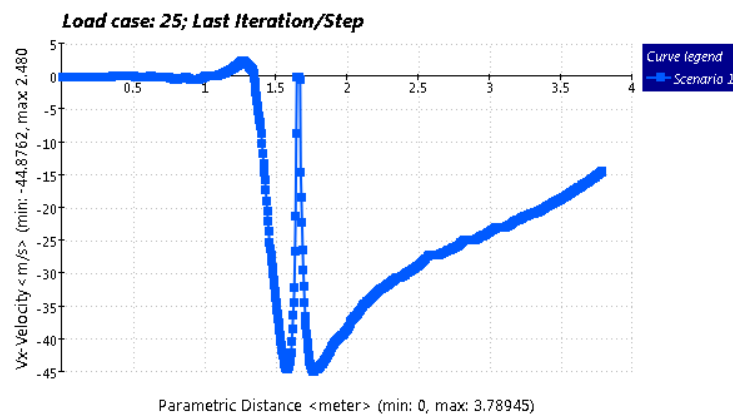
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.18 Velocidades axiales en X



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.19 Curva de velocidades axial en X

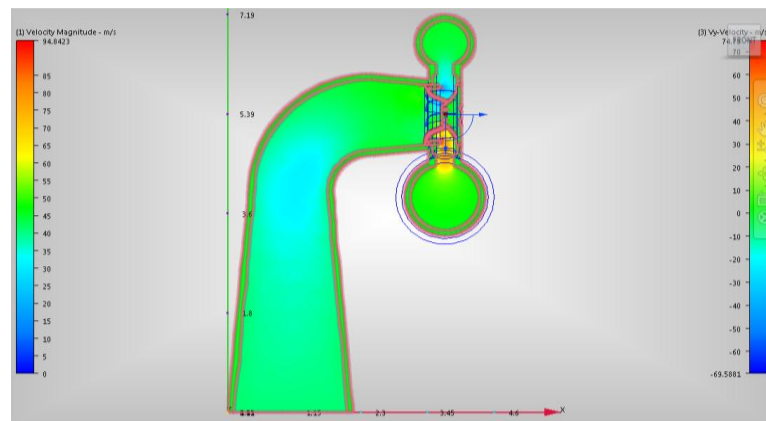


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidad en Y

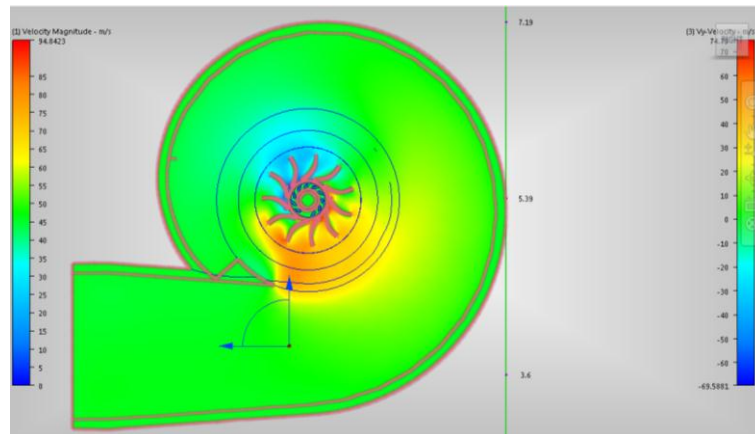
La figura corresponde al gráfico de las velocidades en la dirección Y y las curvas de velocidad en la dirección Y. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.7.20 Velocidad en Y



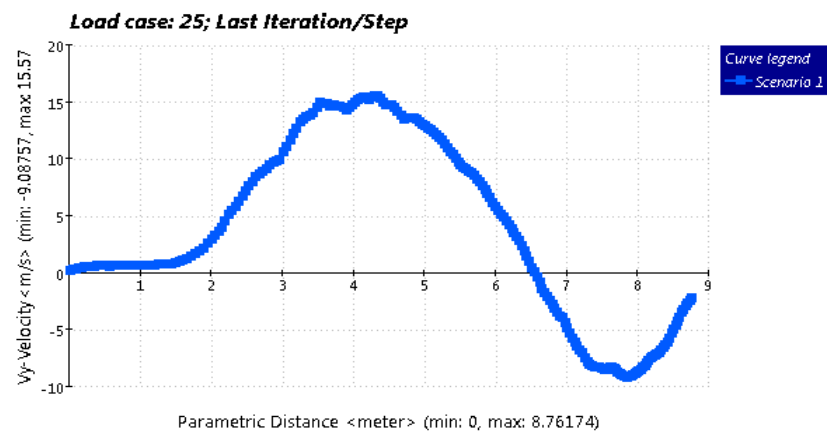
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.21 Velocidad en Y del caracol



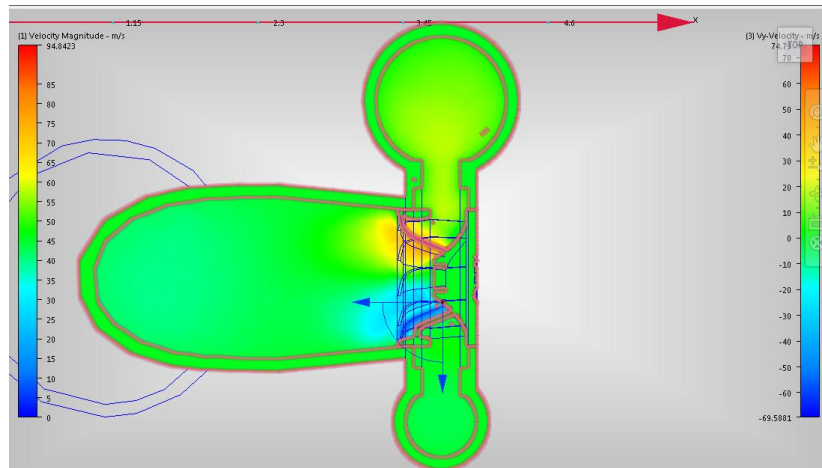
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.22 Curva de velocidades en Y



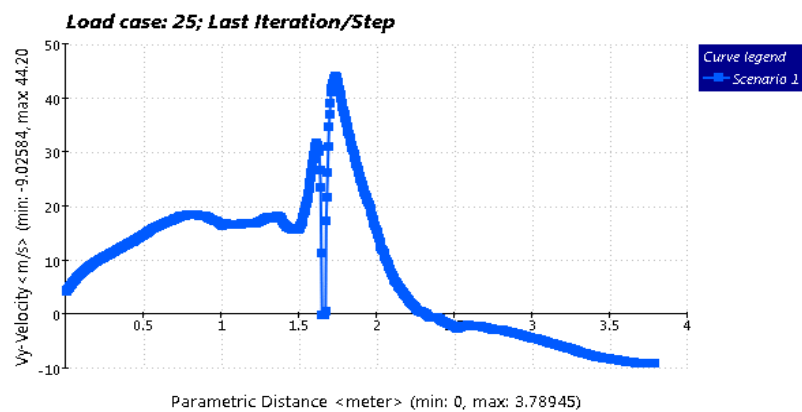
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.23 Velocidades axiales en Y



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.24 Curva de velocidades axiales en Y

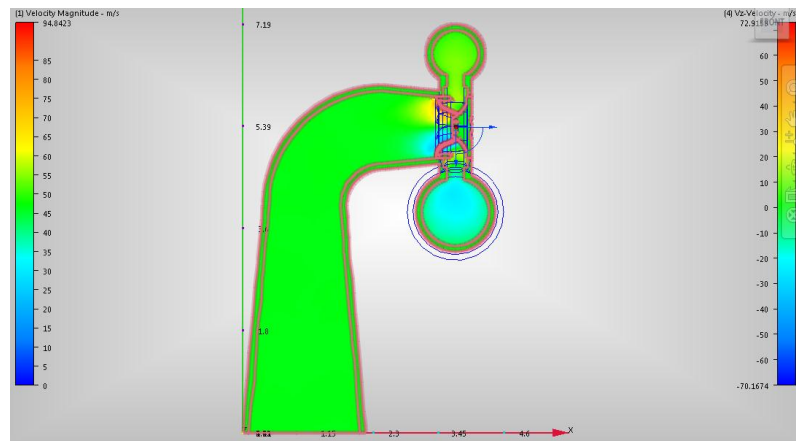


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Velocidad en Z

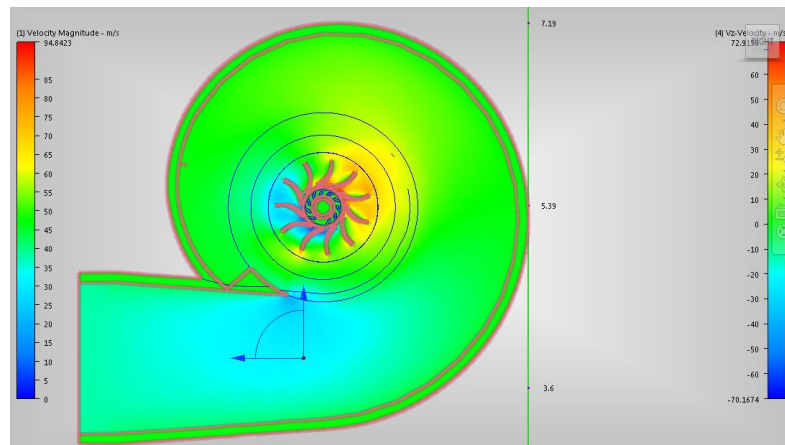
La figura corresponde al gráfico de las velocidades en la dirección Z y las curvas de velocidad en la dirección Z. Estas curvas son resultados de la simulación y no fueron calculadas para realizar una comparación con los resultados de diseño.

Figura 3.7.25 Velocidad en Z



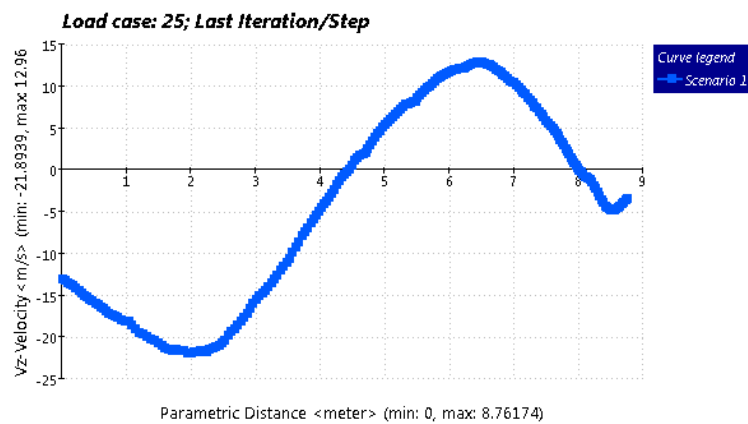
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.26 Velocidad en Z del caracol



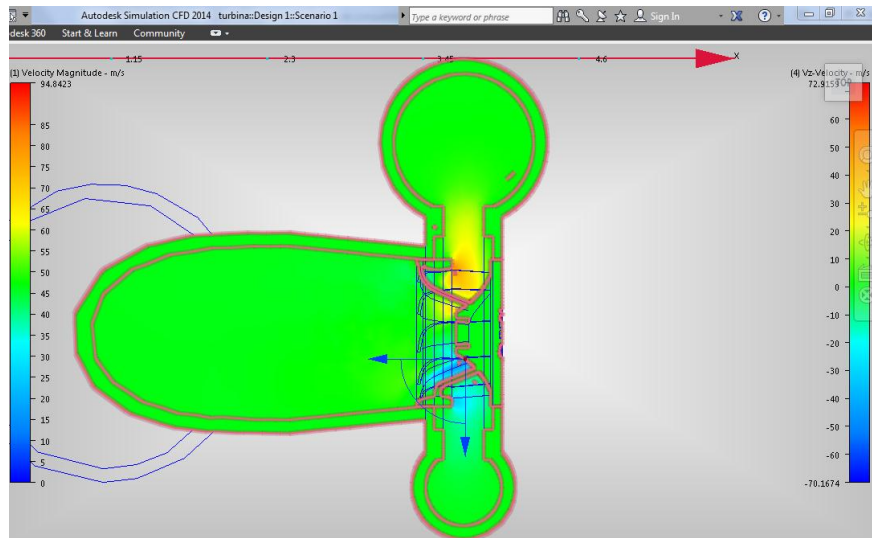
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.27 Curva de velocidad en Z



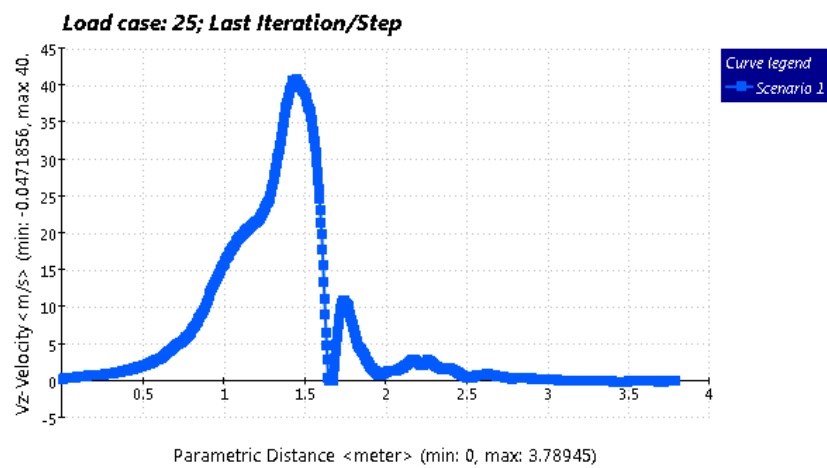
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.28 Velocidades axiales en Z



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.29 Curva de velocidades axiales en Z

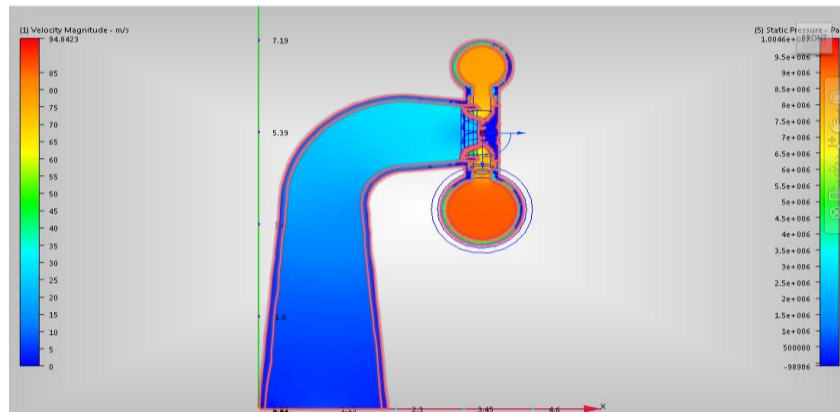


Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Presión interna

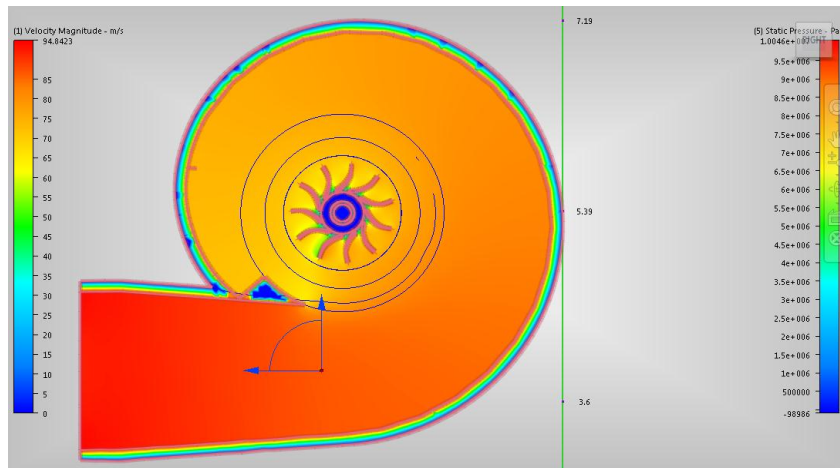
La presión en la turbina disminuye al momento de contacto con la turbina, debido a que las turbinas de reacción trabajan con la presión de la central.

Figura 3.7.30 Presiones en la turbina



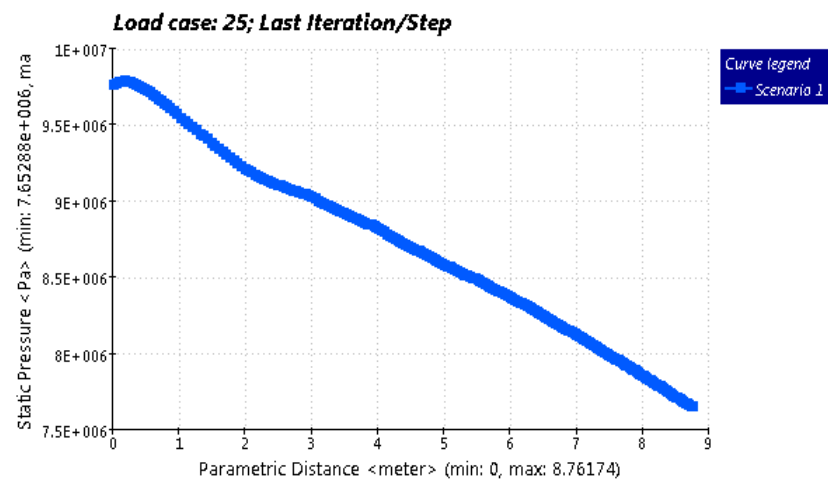
Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

Figura 3.7.31 Presiones en el caracol



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

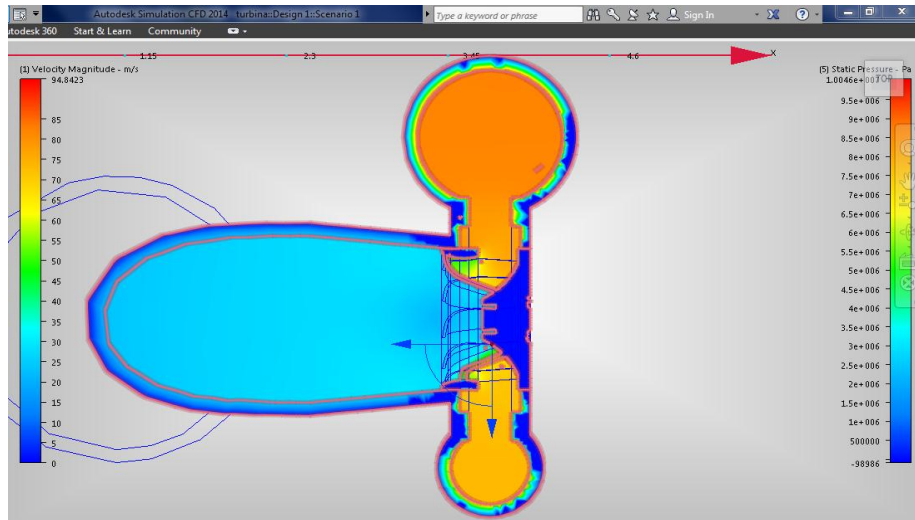
Figura 3.7.32 Curva de presiones



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.7.33 muestra la curva del cambio de presión, la cual es muy notorio como se produce el cambio de presión al momento de bordear el rodete.

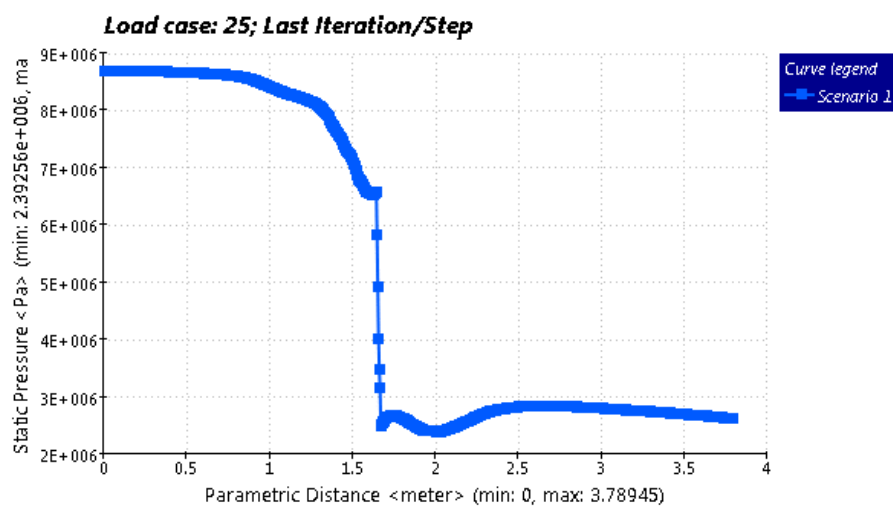
Figura 3.7.33 Presiones axiales



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

La figura 3.7.34 muestra la caída de presión desde el ingreso al caracol, al pasar por la turbina, y en el tubo de aspiración.

Figura 3.7.34 Curva de presiones axiales



Elaborado por: Daniel Mena, Santiago Mena.

CONCLUSIONES

- Para alcanzar el diámetro de diseño en la tubería de conducción y de presión, es necesario seleccionar un diámetro inicial provisto por el fabricante de tuberías. El diámetro seleccionado garantiza que el fluido transite libre de presiones internas en la tubería de conducción y, libre de burbujas de aire en la tubería de presión.
- La caída de presión o pérdidas en metros de columnas de agua (mca) obtenida en el sistema con los distintos parámetros de diseño, es de 6.66 mca, este valor representa el 7.14% de la altura bruta de la central, siendo inferior a los 8 mca que representa el 8.58% de la altura bruta de la central, propuestos en los objetivos de la presente tesis.
- La tubería de presión se encuentra a una presión máxima calculada en el punto 4 de 136.52 psi, pero al adicionar la presión generada por golpe de ariete de 28.06 psi, se obtiene una presión total de 164.58 psi, pero el espesor calculado de 1 plg para la tubería de presión puede soportar una presión máxima de 219.21 psi.
- Los valores de cálculo de presión y velocidad del fluido en el diseño de la central, difieren muy poco con los datos y curvas simuladas, esto muestra la estrecha relación que existe entre los cálculos y el simulador CFD, con el fin de comprobar valores y resultados.
- Se confirma que las turbinas Francis son un tipo de turbina a reacción, debido a las curvas obtenidas en el simulador CFD, la velocidad sufre pequeñas variaciones al ingreso y salida del rodete, no siendo este el caso para la presión, donde ingresa a 7 MPa y sale a 2.5 MPa al instante que el fluido cruza por el rodete.

RECOMENDACIONES

- En la elaboración de proyectos de recursos hídricos que involucren conducción del fluido por tuberías, es muy importante la simulación de los múltiples sistemas que la integren, esto muestra futuros nodos de conflicto que mediante el software CFD se obtienen. Este procedimiento permite ratificar lo calculado o realizar correcciones en caso de ser necesario.
- El fluido al momento de transitar por el interior de la tubería de conducción se debe encontrar libre de presiones internas, para garantizar este parámetro se calcula un valor de 0.4 veces el radio del diámetro seleccionado y se suma al diámetro de diseño.
- El espesor de 1.0 plg en la tubería de presión es para la presión más extrema al final de la tubería de presión, pero para la construcción se recomienda instalar una serie de tuberías de igual diámetro interno y con distintos espesores de acuerdo a la presión máxima en cada tramo. Esto ayudará principalmente a la reducción de costos debido a la disminución de espesores en chapas metálicas.
- Para óptimos resultados en la simulación, es necesario que los sólidos contruidos en el Autodesk Inventor no tenga posible fugas de fluido debido a malos ensamble o extrucciones mal realizadas.

GLOSARIO

Acequia: Canal o zanja artificial cavada en el terreno por donde se conducen las aguas, para ser utilizadas principalmente para riego.

Aforador: Dispositivo para la medición del caudal circulante por un río, canal o tubería.

Aliviadero (o vertedero): Estructura diseñada para evacuar el exceso de caudal circulante, que puede ser causa de desbordamientos, hacia el río, barranco o canal, debidamente encauzados para evitar problemas de erosión.

Aliviadero Pico de Pato: Vertedero de labio fijo y gran longitud que se intercala en los canales de riego.

Auto productor (de energía eléctrica): Persona física o jurídica que genera electricidad, fundamentalmente, para su propio uso.

Azud: Muro dispuesto transversalmente al curso del agua que sirve para producir una pequeña elevación de nivel y provocar un remanso en el río que facilite el desvío del agua hacia la toma.

Bombeo: Operación por la cual se eleva el agua con la ayuda de bombas y se almacena.

Cámara de carga: Depósito de dimensiones suficientes para poner en carga la tubería forzada, evita la entrada de aire.

Canal de derivación: Conducción artificial abierta que sirve para conducir el agua (en el caso de una central hidroeléctrica, desde la obra de toma a la cámara de carga).

Caudal del río: Flujo de agua superficial que proviene de las precipitaciones pluviométricas.

Caudal ecológico: Caudal mínimo circulante por el río, capaz de mantener el funcionamiento, composición y estructura del ecosistema fluvial.

Caudal de servidumbre: Caudal a dejar en el río por su cauce normal, que engloba el caudal ecológico más el caudal necesario para otros usos.

Central hidroeléctrica: Conjunto de instalaciones necesarias para transformar la energía potencial de un curso de agua en energía eléctrica disponible.

Central de bombeo: Central hidroeléctrica que dispone de un embalse superior y un embalse inferior que permite el bombeo repetido y la generación de ciclos.

Concesión de aguas: Acto administrativo, por el que se crea el derecho a usar privativamente un bien de dominio público, como es el agua.

Compuerta: Elemento de cierre y regulación que aísla la turbina o algún otro órgano del aprovechamiento en caso de parada de la central o para realizar limpieza o reparaciones en las conducciones.

Corriente eléctrica: Es el flujo de electricidad que pasa por un material conductor.

Cuenca hidrográfica: Superficie de terreno, cuya escorrentía superficial fluye en su totalidad a través de una serie de corrientes, ríos y eventualmente lagos hacia el mar por una única desembocadura.

Chimenea de equilibrio: Conducción o depósito de agua de superficie abierta que disminuye los efectos de las ondas de presión de choque en la tubería forzada.

Desarenador: Instalación de obra civil que elimina por sedimentación parte del caudal sólido que entra por la toma del canal.

Dominio Público Hidráulico: Constituido por las aguas continentales, tanto superficiales como subterráneas y el terreno que ocupan los cauces, lagos, lagunas y embalses superficiales.

Embalse: Depósito que se forma artificialmente al cerrar la boca de un valle mediante un dique o presa y donde se almacenan las aguas de un río o arroyo, a fin de utilizarlas para riego de terrenos, abastecimiento de las poblaciones, producción de energía eléctrica, regulación de avenidas, etc.

Energía eléctrica: Energía que resulta de la existencia de una diferencia de potencial entre dos puntos, lo que permite establecer una corriente eléctrica entre ambos (al ponerlos en contacto por medio de un conductor eléctrico) y obtener trabajo.

Energía potencial: Energía que posee un cuerpo por su posición respecto a otra de referencia

Energía primaria: Fuente de energía que se obtiene directamente de la Naturaleza, como el carbón, el petróleo, el gas natural, el sol, el agua almacenada o en movimiento, las mareas, el viento, etc.

Energía renovable: Fuente de energía cuyo potencial es inagotable por provenir de la energía que llega a nuestro planeta de forma continua como consecuencia de la radiación solar o de la atracción gravitatoria del Sol y de la Luna.

Escorrentía: Parte del agua precipitada que corre por la superficie de la tierra constituyendo el río en sí (el resto se evapora o se filtra por el interior de la tierra).

Estator (o inducido fijo): Parte del alternador sobre el que se genera la corriente eléctrica aprovechable.

Estiaje: Nivel más bajo o caudal mínimo que en ciertas épocas del año tienen las aguas de un río por causa de la sequía.

Impacto ambiental: Alteración favorable (impacto positivo) o desfavorable (impacto negativo) en el medio natural producido por una acción o actividad.

Interruptor: Aparato o sistema de corte destinado a efectuar la apertura y/o cierre de un circuito eléctrico.

Generador (o alternador): Máquina basada en la inducción electromagnética que se encarga de transformar la energía mecánica de rotación, que proporciona la turbina, en energía eléctrica.

Hidroelectricidad: Energía eléctrica obtenida de la transformación de la energía mecánica de un curso de agua.

Línea eléctrica: Instalación cuya finalidad es la transmisión de energía eléctrica, la cual se realiza con elementos de conducción (conductores, aisladores y accesorios) y elementos de soporte (postes, fundaciones y puesta a tierra).

Mini central hidroeléctrica: Central hidroeléctrica de potencia inferior a 10 MW en España y Europa.

Multiplicador de velocidad: Equipo que se puede instalar entre la turbina y el generador.

Obra hidráulica: Construcción de bienes que tengan naturaleza inmueble destinada a la captación, extracción, desalación, almacenamiento, regulación, conducción, control y aprovechamiento de las aguas.

Paso de peces (o escala de peces): Estructura hidráulica destinada a romper la discontinuidad que introduce en el río la presa o azud empleados para la toma del agua, que hace posible que los peces puedan circular, en ambos sentidos, ascendente y descendente, a través de la misma.

Pérdidas de carga: Son proporcionales al cuadrado de la velocidad ($P=k v^2$). Se miden como pérdidas de presión (o altura de salto) y son consecuencia de las pérdidas por fricción del agua contra las paredes del canal y tubería forzada, pero también de las pérdidas ocasionadas por turbulencia, al cambiar de dirección el flujo, al pasar a través de una rejilla, etc.

Presa: Estructura construida transversalmente al curso del agua para retener las aportaciones de la cuenca, para crear un embalse que permitirá regular esas aportaciones en función de su uso específico.

Potencia: Es el trabajo o transferencia de energía realizada en la unidad de tiempo.

En el área hidroeléctrica se utilizarán los múltiplos de esta unidad de medida: Kilovatios (KW), Megavatios (MW) o Gigawatios (GW).

Rotor (o inductor móvil): Parte del alternador que se encarga de generar un campo magnético variable al girar arrastrado por la turbina.

Salto bruto: Desnivel existente entre el nivel de agua en el aliviadero del azud y el nivel normal del río en el punto donde se descarga el caudal turbinado.

Salto útil: Desnivel existente entre la superficie libre del agua en la cámara de carga y el nivel de desagüe en la turbina.

Salto neto: Es la diferencia entre el salto útil y las pérdidas de carga producidas a lo largo de todas las conducciones.

Subestación eléctrica: Conjunto de equipos e instalaciones necesarios para la transformación de la tensión de la corriente eléctrica. Se ubica en las inmediaciones de la central para elevar la tensión a la salida del generador, realiza el transporte de energía eléctrica a voltajes elevados para reducir las pérdidas resistivas.

Tensión nominal: Valor convencional de la tensión con la que se denomina un equipo o instalación y para los que ha sido previsto su funcionamiento y aislamiento.

Toma de la central: Obra de ensanchamiento al inicio del canal que facilita la entrada del agua retenida por el azud o la presa.

Transformador de potencia: Equipo que permite aumentar la tensión de trabajo del generador al nivel de la línea eléctrica existente sin excesivas pérdidas.

Tubería forzada: Conducción en presión que lleva el agua desde la cámara de carga hasta la turbina de la central.

Turbina hidráulica: Elemento que aprovecha la energía cinética y potencial del agua para producir un movimiento de rotación.

Turbina de acción: Turbina que aprovecha únicamente la velocidad del flujo de agua para hacerla girar (el agua actúa por efecto de su energía cinética).

Turbina de reacción: Turbina que además de aprovechar la velocidad del flujo de agua, aprovecha la presión que le resta a la corriente en el momento de contacto (el agua actúa por efecto de su energía cinética y potencial).

Válvula: Dispositivo de cierre y/o regulación que aísla la turbina u otra instalación del aprovechamiento en caso de parada de la central o para realizar limpieza o reparaciones en las conducciones.

LISTA DE REFERENCIAS

Allen I. (1990). *Micro hydropower sourcebook*. Estados Unidos de América. International Foundation Washington.

Bazán I. (2004). *Centrales hidroeléctricas*. Argentina. Emec.

Cantabria U. (2014). *Selección de turbinas hidráulicas*. España. Universidad de Cantabria.

Crane C. (1988). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Estados Unidos de América. McGraw-Hill.

Castro A. (2006). *Mini centrales hidroeléctricas*. España. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.

Inecel. (1987). *Cuenca del río Zamora. Informe Hidrológico y Sedimentario. Fase I*. Ecuador. Inecel.

Mott R. (2006). *Mecánica de fluidos*. México. Pearson.

Novillo M. (1985). *Manual de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas*. Colombia. Banco Inderamericano de Desarrollo.

Poza J. (2008). *Diseño hidráulico y mecanico de la central minihidroelectrica*. Madrid. Universidad pontífica Comillas.

Robert F. & Alan M. (1997). *Introducción a la mecánica de fluidos*. México. McGraw-Hill.

Sánchez T. (1995). *Manual de mini y micro centrales hidráulicas*. Lima. Intermediate Technology Development Group.

Andes. (2012). *Centrales hidroeléctricas Ecuador*. Recuperado el 21 de junio del 2014 de: <http://www.andes.info.ec/es/actualidad/7069.html>.

American. (2015). *Manual de tubería internacional*. Recuperado el 12 de enero del 2015 de: <http://www.american-usa.com>.

Enersurep. (2014). *Prefectura de Loja*. Recuperado el 8 de agosto del 2015 de: <http://enersurep.gob.ec/docs/palanda/PLIEGOS%20Y%20FORMULARIOS>

Zonu (2011). *Cantón de Zamora Chinchipe*. Recuperado el 15 de junio del 2014 de: <http://www.zonu.com/images/500X0/2011-11-04-14848/Cantones-de-Zamora-Chinchipe-2011.png>

Escuela de Ingeniería de Antioquia. (2013). *Máquinas Hidráulicas*. Recuperado el 13 de julio del 2013 de: <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbinashidraulicas/turbinashidraulicas.html>

Conelec. (2014). *Caudal ecológico y régimen de caudales*. Recuperado el 10 de julio del 2014 de: http://www.conelec.gob.ec/images/documentos/doc_10221_5.5Caudal_Ecologico

Universidad Presbiteriana Mackenzie (2012). Tipos de turbinas hidráulicas. Recuperado el 10 de julio del 2014 de: <http://meusite.mackenzie.com.br/mellojr/Turbinas%20Hidr%20E1ulicas/CAP%20CDTU>.

Wordpress (2012). *Ahorro de energía*. Recuperado el 12 de julio del 2014 de: <http://faeitch2012.wordpress.com/2012/02/29/turbinas-francis/>

Sysmagazine (2014). *Short manual on operation with Autodesk Simulation CFD 2014*. Recuperado el 21 de enero del 2015 de: <http://sysmagazine.com/posts/207116/>

Epasa (2015). *Centrales hidroeléctricas de pasada*. Recuperado el 20 de febrero del 2015 de: <http://www.epasa.cl/centrales/central-hidroelectrica-de-pasada-cuchildeo/>

Turcon (2014). *Cambio climático y desertización*. Recuperado el 20 de febrero del 2015 de: <http://turcon.blogia.com/temas/cambio-climatico-y-desertizacion/pagina/5/>

Directindustry (2014). *Válvulas de tipo mariposa*. Recuperado el 20 de febrero del 2015 de: <http://www.directindustry.es/prod/orbinox/valvulas-mariposa-doble-excentricidad-alto-rendimiento-91187-882947.html>

Celec EP (2014). *Hidropaute*. Recuperado el 20 de febrero del 2015 de: <https://www.celec.gob.ec/hidropaute/index.php/perfil-corporativo/resena-historica>

ANEXO No. 1 CAUDALES MEDIOS MENSUALES DEL RIO PALANDA

Caudales medios mensuales - Captación Río Palanda (m3/s)												
AÑO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
1975										31,70	24,26	11,93
1976	31,86	19,82	28,99	52,14	52,43	81,20	77,08	68,94	45,34	18,79	22,06	20,53
1977	20,18	46,32	54,99	59,47	37,46	62,23	61,03	50,21	40,15	30,31	18,94	32,70
1978	28,68	32,91	43,15	45,12	39,51	45,81	42,61	37,92	32,75	36,50	28,62	23,03
1979	17,00	11,59	27,57	39,94	35,77	31,94	38,64	25,26	18,12	19,21	12,76	33,74
1980	32,94	37,96	49,03	42,94	37,70	54,30	61,28	26,81	30,65	43,86	28,62	33,95
1981	25,10	49,92	42,30	48,69	25,77	42,97	32,29	19,10	26,64	21,92	15,04	32,98
1982	23,56	24,41	18,23	32,70	29,53	28,15	41,73	37,35	29,65	20,85	24,14	40,43
1983	44,13	35,56	33,50	22,30	33,60	28,96	26,37	20,84	30,48	33,92	22,40	28,75
1984	18,94	41,52	30,76	35,53	24,27	56,43	40,50	34,43	20,72	28,69	18,92	39,12
1985	19,36	28,67	31,28	26,36	35,07	54,68	37,41	37,41	26,40	34,19	20,21	16,78
1986	31,01	22,41	24,70	49,58	40,54	24,83	38,38	29,46	33,36	22,00	24,84	32,32
1987	42,01	62,39	28,14	38,69	33,01	33,76	53,04	26,25	22,20	19,95	19,16	32,21
1988	33,42	42,86	29,95	33,73	32,20	20,39	31,29	20,87	18,60	23,56	23,37	14,01
1989	38,50	41,41	27,94									
MED	29,05	35,55	33,61	40,55	35,14	43,51	44,74	33,45	28,85	27,53	21,67	28,03
MAX	44,13	62,39	54,99	59,47	52,43	81,20	77,08	68,94	45,34	43,86	28,62	40,43
MIN	17,00	11,59	18,23	22,30	24,27	20,39	26,37	19,10	18,12	18,79	12,76	11,93

ANEXO No. 2 ESFUERZOS PERMITIDOS BÁSICOS EN Tensión PARA METALES

Tabla A-1 Esfuerzos permitidos básicos en tensión para metales¹ (cont.)

Los números en paréntesis se refieren a las notas para las Tablas del apéndice A; las especificaciones son ASTM a menos que se especifique de otra forma.

Material	No. espec.	N.º P o N.º S (5)	Grado	No. UNS	Notas	Temp. mín. °F (6)	Mín. esfuerzo especificado, ksi		Temp. mín. a 100	200	300
							Tensión	Elasticidad			
Acero carbón (continuación)											
Láminas, barras, perfiles y hojas (continuación)											
...	A 283	1	A	K01400	(8c)(57)	A	45	24	15,0	14,7	14,2
...	A 570	S-1	30	K02502	(8c)(57)	A	49	30	16,3	16,3	16,3
...	A 283	1	B	K01702	(8c)(57)	A	50	27	16,7	16,5	15,9
...	A 570	S-1	33	K02502	(8c)(57)	A	52	33	17,3	17,3	17,3
...	A 570	S-1	36	K02502	(8c)(57)	A	53	36	17,7	17,7	17,7
...	A 283	1	C	K02401	(8c)(57)	A	55	30	18,3	18,3	17,7
...	A 570	S-1	40	K02502	(8c)(57)	A	55	40	18,3	18,3	18,3
...	A36	1	...	K02600	(8c)	A	58	36	19,3	19,3	19,3
...	A 283	1	D	K02702	(8c)(57)	A	60	33	20,0	20,0	19,5
...	A 570	S-1	45	K02507	(8c)(57)	A	60	45	20,0	20,0	20,0
...	A 570	S-1	50	K02507	(8c)(57)	A	65	50	21,7	21,7	21,7
...	A 992	S-1	...		(8c)(57)	A	65	50	19,9	19,9	19,9
Forjas y accesorios (2)											
...	A 350	1	LF1	K03009	(9)(57)(59)	-20	60	30	20,0	18,3	17,7
...	A 181	1	Cl. 60	K03502	(9)(57)(59)	A	60	30	20,0	18,3	17,7
...	A 420	1	WPL6	K03006	(57)	-50	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 234	1	WPB	K03006	(57)(59)	B	60	35	20,0	20,0	20,0
...	A 350	1	LF2 Cl. 1	K03011	(9)(57)	-50	70	36	23,3	22,0	21,2
...	A 350	1	LF2 Cl. 2	K03011	(9)(57)	0	70	36	23,3	22,0	21,2
...	A 105	1	...	K03504	(9)(57)(59)	-20	70	36	23,3	22,0	21,2
...	A 181	1	Cl. 70	K03502	(9)(57)(59)	A	70	36	23,3	22,0	21,2
...	A 234	1	WPC	K03501	(57)(59)	B	70	40	23,3	23,3	23,3
Fundiciones (2)											
...	A216	1	WCA	J02502	(57)	-20	60	30	20,0	18,3	17,7
...	A 352	1	LCB	J03003	(9)(57)	-50	65	35	21,7	21,4	20,6
...	A216	1	WCB	J03002	(9)(57)	-20	70	36	23,3	22,0	21,2
...	A216	1	WCC	J02503	(9)(57)	-20	70	40	23,3	23,3	23,3

Tabla A-1 Esfuerzos permitidos básicos en tensión para metales¹ (cont.)






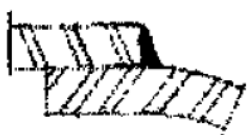
Los números en paréntesis se refieren a las notas para las Tablas del apéndice A; las especificaciones son ASTM a menos que se especifique de otra forma.

Esfuerzo permitido básico, S, ksi (1), a temperatura de metal, °F															
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	grado	No. espec.	
														Acero carbón (continuación)	
														Láminas, barras, perfiles y hojas (continuación)	
13,7	13,0	12,3	11,9	11,5	10,7	A	A 283	
16,3	16,3	15,3	14,6	12,5	10,7	30	A 570	
15,4	14,7	13,8	13,3	12,5	10,7	B	A 283	
17,3	17,3	16,9	14,6	12,5	10,7	33	A 570	
17,7	17,7	17,7	14,6	12,5	10,7	36	A 570	
17,1	16,3	15,3	14,8	14,3	13,0	C	A 283	
18,3	18,3	18,3	18,3	15,6	13,0	40	A 570	
19,3	19,3	18,4	17,8	15,6	A36	
18,8	17,9	16,9	16,3	15,8	13,9	D	A 283	
20,0	20,0	20,0	20,0	16,9	13,9	45	A 570	
21,7	21,7	21,7	20,5	16,9	13,9	50	A 570	
19,9	19,9	19,9	18,9	15,5	12,8	10,5	A 992	
														Forjas y accesorios (2)	
17,1	16,3	15,3	14,8	14,3	13,8	11,4	8,7	5,9	4,0	2,5	LF1	A 350	
17,1	16,3	15,3	14,8	14,3	13,8	11,4	8,7	5,9	4,0	2,5	1,6	1,0	Cl. 60	A 181	
19,9	19,0	17,9	17,3	16,7	13,9	11,4	8,7	5,9	4,0	2,5	WPL6	A 420	
19,9	19,0	17,9	17,3	16,7	13,9	11,4	8,7	5,9	4,0	2,5	1,6	1,0	WPB	A 234	
20,5	19,6	18,4	17,8	17,2	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	LF2 Cl. 1	A 350	
20,5	19,6	18,4	17,8	17,2	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	LF2 Cl. 2	A 350	
20,5	19,6	18,4	17,8	17,2	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	1,6	1,0	...	A 105	
20,5	19,6	18,4	17,8	17,2	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	1,6	1,0	Cl. 70	A 181	
22,8	21,7	20,4	19,8	18,3	14,8	12,0	WPC	A 234	
														Fundiciones (2)	
17,1	16,3	15,3	14,8	14,3	13,8	11,4	8,7	5,9	4,0	2,5	1,6	1,0	WCA	A 216	
19,9	19,0	17,9	17,3	16,7	13,9	11,4	9,0	6,3	4,0	2,5	1,6	1,0	LCB	A 352	
20,5	19,6	18,4	17,8	17,2	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	1,6	1,0	WCB	A 216	
22,8	21,7	20,4	19,8	18,3	14,8	12,0	9,3	6,7	4,0	2,5	WCC	A 216	

ANEXO No. 3 PROPIEDADES DEL AGUA

Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

ANEXO No. 4 TABLA DE EFICIENCIAS DE SOLDADURAS

		EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA JUNTA ESTA		
TIPOS DE UNIONES		RADIOGRAFIADA AL 100%	RADIOGRAFIADA POR PUNTOS	SIN RADIOGRAFÍA
	Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados o por otro método con el cual se obtenga la misma calidad del metal de aporte en ambos lados de la superficie soldada	1,00	0,85	0,70
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permanecera en el interior del recipiente.	0,90	0,80	0,65
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo	-	-	0,60
	Unión traslapada con doble filete	-	-	0,55
	Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura	-	-	0,50
	Unión traslapada con filete sencillo sin tapón de soldadura	-	-	0,45

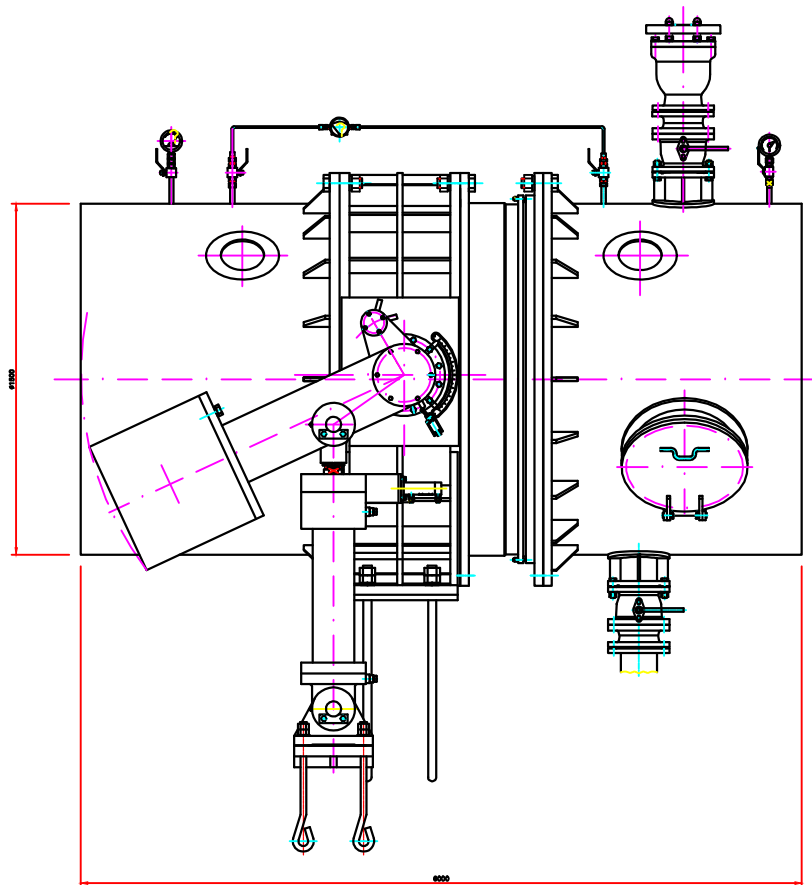
ANEXO No. 5 TABLA DE ESPESORES EN TUBERÍA DE PRESIÓN.

ABSCISA	COTA	Presión Pa Psi		R1 (plg)	Esf. Circunfe rencial	Esf. Longit udinal	Carga Estática	Esfuerzos circunferen ciales + estáticos	Factor de seguridad	Espesor diseñado (plg)	Espesor real (plg)
0,0	994,5	0,0	0,0	59,1	0,00	0,00	0,0	0,00	2,5	0,00	3/8
9,1	994,3	2,0	0,3	59,1	0,00	0,00	0,3	0,00	2,5	0,01	3/8
30,7	994,1	4,0	0,6	59,1	0,00	0,00	0,6	0,00	2,5	0,01	3/8
46,0	993,9	6,0	0,9	59,1	0,00	0,00	0,9	0,01	2,5	0,02	3/8
61,8	993,7	8,0	1,2	59,1	0,00	0,00	1,2	0,01	2,5	0,02	3/8
100,0	993,5	10,1	1,5	59,1	0,01	0,00	1,5	0,01	2,5	0,03	3/8
128,0	993,3	12,1	1,8	59,1	0,01	0,00	1,8	0,01	2,5	0,03	3/8
148,0	993,1	14,1	2,0	59,1	0,01	0,00	2,0	0,01	2,5	0,04	3/8
167,7	992,9	16,1	2,3	59,1	0,01	0,00	2,3	0,02	2,5	0,04	3/8
180,7	992,7	18,1	2,6	59,1	0,01	0,00	2,6	0,02	2,5	0,05	3/8
188,0	992,5	20,1	2,9	59,1	0,01	0,01	2,9	0,02	2,5	0,05	3/8
200,0	992,2	22,1	3,2	59,1	0,01	0,01	3,2	0,02	2,5	0,06	3/8
208,0	992,0	24,1	3,5	59,1	0,01	0,01	3,5	0,03	2,5	0,06	3/8
228,0	991,8	26,1	3,8	59,1	0,01	0,01	3,8	0,03	2,5	0,07	3/8
245,8	991,6	28,2	4,1	59,1	0,01	0,01	4,1	0,03	2,5	0,07	3/8
268,0	991,4	30,2	4,4	59,1	0,02	0,01	4,4	0,03	2,5	0,08	3/8
281,6	991,2	32,2	4,7	59,1	0,02	0,01	4,7	0,03	2,5	0,08	3/8
288,0	991,0	34,2	5,0	59,1	0,02	0,01	5,0	0,04	2,5	0,09	3/8
300,0	990,8	36,2	5,3	59,1	0,02	0,01	5,3	0,04	2,5	0,09	3/8
308,0	990,6	38,2	5,5	59,1	0,02	0,01	5,5	0,04	2,5	0,10	3/8
328,0	990,4	40,2	5,8	59,1	0,02	0,01	5,8	0,04	2,5	0,11	3/8
335,0	990,2	42,2	6,1	59,1	0,02	0,01	6,1	0,04	2,5	0,11	3/8
348,0	990,0	44,2	6,4	59,1	0,02	0,01	6,4	0,05	2,5	0,12	3/8
368,0	989,8	46,3	6,7	59,1	0,02	0,01	6,7	0,05	2,5	0,12	3/8
375,5	989,6	48,3	7,0	59,1	0,03	0,01	7,0	0,05	2,5	0,13	3/8
388,0	989,4	50,3	7,3	59,1	0,03	0,01	7,3	0,05	2,5	0,13	3/8
400,0	989,2	52,3	7,6	59,1	0,03	0,01	7,6	0,05	2,5	0,14	3/8
408,0	989,0	54,3	7,9	59,1	0,03	0,01	7,9	0,06	2,5	0,14	3/8
428,0	988,8	56,3	8,2	59,1	0,03	0,01	8,2	0,06	2,5	0,15	3/8
448,0	988,6	58,3	8,5	59,1	0,03	0,02	8,5	0,06	2,5	0,15	3/8
468,5	988,3	60,3	8,8	59,1	0,03	0,02	8,8	0,06	2,5	0,16	3/8
478,0	988,1	62,3	9,0	59,1	0,03	0,02	9,0	0,07	2,5	0,16	3/8
488,0	987,9	64,4	9,3	59,1	0,03	0,02	9,3	0,07	2,5	0,17	3/8

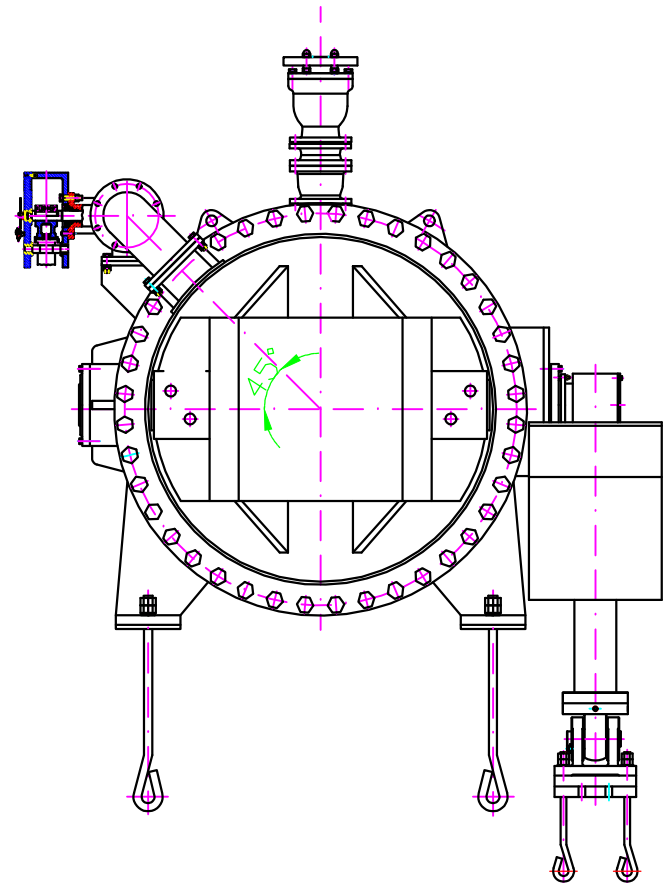
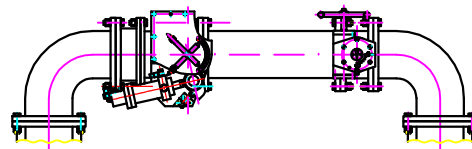
ABSCISA	COTA	Presión Pa Psi		R1 (plg)	Esf. Circunferencial	Esf. Longitudinal	Carga Estática	Esfuerzos circunferenciales + estáticos	Factor de seguridad	Espesor diseñado (plg)	Espesor real (plg)
500,0	987,7	66,4	9,6	59,1	0,03	0,02	9,6	0,07	2,5	0,17	3/8
507,7	987,5	68,4	9,9	59,1	0,04	0,02	9,9	0,07	2,5	0,18	3/8
521,8	987,3	70,4	10,2	59,1	0,04	0,02	10,2	0,07	2,5	0,18	3/8
528,0	987,1	72,4	10,5	59,1	0,04	0,02	10,5	0,08	2,5	0,19	3/8
548,0	986,9	74,4	10,8	59,1	0,04	0,02	10,8	0,08	2,5	0,19	3/8
566,2	986,7	76,4	11,1	59,1	0,04	0,02	11,1	0,08	2,5	0,20	3/8
568,0	986,5	78,4	11,4	59,1	0,04	0,02	11,4	0,08	2,5	0,21	3/8
588,0	986,3	80,4	11,7	59,1	0,04	0,02	11,7	0,08	2,5	0,21	3/8
600,0	986,1	82,5	12,0	59,1	0,04	0,02	12,0	0,09	2,5	0,22	3/8
608,0	985,9	84,5	12,3	59,1	0,04	0,02	12,3	0,09	2,5	0,22	3/8
619,5	985,7	86,5	12,6	59,1	0,05	0,02	12,6	0,09	2,5	0,23	3/8
628,0	985,5	88,5	12,8	59,1	0,05	0,02	12,8	0,09	2,5	0,23	3/8
641,4	985,3	90,5	13,1	59,1	0,05	0,02	13,1	0,09	2,5	0,24	3/8
648,0	985,1	92,5	13,4	59,1	0,05	0,02	13,4	0,10	2,5	0,24	3/8
666,6	984,9	94,5	13,7	59,1	0,05	0,02	13,7	0,10	2,5	0,25	3/8
688,0	984,7	96,5	14,0	59,1	0,05	0,03	14,0	0,10	2,5	0,25	3/8
700,0	984,5	98,5	14,3	59,1	0,05	0,03	14,3	0,10	2,5	0,26	3/8
708,0	984,2	100,6	14,6	59,1	0,05	0,03	14,6	0,11	2,5	0,26	3/8
728,0	984,0	102,6	14,9	59,1	0,05	0,03	14,9	0,11	2,5	0,27	3/8
748,0	983,8	104,6	15,2	59,1	0,05	0,03	15,2	0,11	2,5	0,27	3/8
761,4	983,6	106,6	15,5	59,1	0,06	0,03	15,5	0,11	2,5	0,28	3/8
768,0	983,4	108,6	15,8	59,1	0,06	0,03	15,8	0,11	2,5	0,28	3/8
788,0	983,2	110,6	16,1	59,1	0,06	0,03	16,1	0,12	2,5	0,29	3/8
800,0	983,0	112,6	16,3	59,1	0,06	0,03	16,3	0,12	2,5	0,29	3/8
808,0	982,8	114,6	16,6	59,1	0,06	0,03	16,6	0,12	2,5	0,30	3/8
826,4	982,6	116,6	16,9	59,1	0,06	0,03	16,9	0,12	2,5	0,31	3/8
828,0	982,4	118,7	17,2	59,1	0,06	0,03	17,2	0,12	2,5	0,31	3/8
848,0	982,2	120,7	17,5	59,1	0,06	0,03	17,5	0,13	2,5	0,32	3/8
868,2	982,0	122,7	17,8	59,1	0,06	0,03	17,8	0,13	2,5	0,32	3/8
888,0	981,8	124,7	18,1	59,1	0,07	0,03	18,1	0,13	2,5	0,33	3/8
900,0	981,6	126,7	18,4	59,1	0,07	0,03	18,4	0,13	2,5	0,33	3/8
908,0	981,4	128,7	18,7	59,1	0,07	0,03	18,7	0,13	2,5	0,34	3/8
928,0	981,2	130,7	19,0	59,1	0,07	0,03	19,0	0,14	2,5	0,34	3/8
935,2	981,0	132,7	19,3	59,1	0,07	0,03	19,3	0,14	2,5	0,35	3/8
948,0	980,8	134,7	19,6	59,1	0,07	0,04	19,6	0,14	2,5	0,35	3/8
967,2	980,6	136,8	19,8	59,1	0,07	0,04	19,8	0,14	2,5	0,36	3/8

ABSCISA	COTA	Presión Pa Psi		R1 (plg)	Esf. Circunfe rencial	Esf. Longit udinal	Carga Estática	Esfuerzos circunferenc iales + estáticos	Factor de seguridad	Espesor diseñado (plg)	Espesor real (plg)
988,0	980,4	138,8	20,1	59,1	0,07	0,04	20,1	0,15	2,5	0,36	3/8
1000,0	980,1	140,8	20,4	59,1	0,07	0,04	20,4	0,15	2,5	0,37	3/8
1008,0	979,9	142,8	20,7	59,1	0,07	0,04	20,7	0,15	2,5	0,37	3/8
1028,0	979,7	144,8	21,0	59,1	0,08	0,04	21,0	0,15	2,5	0,38	3/8
1048,0	979,5	146,8	21,3	59,1	0,08	0,04	21,3	0,15	2,5	0,38	3/8
1068,0	979,3	148,8	21,6	49,2	0,06	0,03	21,6	0,13	1,5	0,19	3/8
1070,5	979,1	150,8	21,9	49,2	0,07	0,03	21,9	0,13	1,5	0,20	3/8
1088,0	978,9	152,8	22,2	49,2	0,07	0,03	22,2	0,13	1,5	0,20	3/8
1100,0	978,7	154,9	22,5	49,2	0,07	0,03	22,5	0,13	1,5	0,20	3/8
1108,0	978,5	156,9	22,8	49,2	0,07	0,03	22,8	0,14	1,5	0,21	3/8
1128,0	978,3	158,9	23,1	49,2	0,07	0,03	23,1	0,14	1,5	0,21	3/8
1148,0	978,1	160,9	23,4	49,2	0,07	0,04	23,4	0,14	1,5	0,21	3/8
1168,0	977,9	162,9	23,6	49,2	0,07	0,04	23,6	0,14	1,5	0,21	3/8
1188,0	977,7	164,9	23,9	49,2	0,07	0,04	23,9	0,14	1,5	0,22	3/8
1200,0	977,5	166,9	24,2	49,2	0,07	0,04	24,2	0,15	1,5	0,22	3/8
1208,0	977,3	168,9	24,5	49,2	0,07	0,04	24,5	0,15	1,5	0,22	3/8
1228,0	977,1	170,9	24,8	49,2	0,07	0,04	24,8	0,15	1,5	0,22	3/8
1248,0	976,9	173,0	25,1	49,2	0,08	0,04	25,1	0,15	1,5	0,23	3/8
1268,0	976,7	175,0	25,4	49,2	0,08	0,04	25,4	0,15	1,5	0,23	3/8
1278,3	976,5	177,0	25,7	49,2	0,08	0,04	25,7	0,15	1,5	0,23	3/8
1288,0	976,3	179,0	26,0	49,2	0,08	0,04	26,0	0,16	1,5	0,23	3/8
1300,0	976,0	181,0	26,3	49,2	0,08	0,04	26,3	0,16	1,5	0,24	3/8
1308,0	975,8	183,0	26,6	49,2	0,08	0,04	26,6	0,16	1,5	0,24	3/8
1318,2	975,6	185,0	26,9	49,2	0,08	0,04	26,9	0,16	1,5	0,24	3/8
1328,0	975,4	187,0	27,1	49,2	0,08	0,04	27,1	0,16	1,5	0,24	3/8
1348,0	975,2	189,0	27,4	49,2	0,08	0,04	27,4	0,16	1,5	0,25	3/8
1368,0	975,0	191,0	27,7	49,2	0,08	0,04	27,7	0,17	1,5	0,25	3/8
1386,1	974,8	193,1	28,0	49,2	0,08	0,04	28,0	0,17	1,5	0,25	3/8
1400,0	974,6	195,1	28,3	49,2	0,08	0,04	28,3	0,17	1,5	0,25	3/8
1408,0	974,4	197,1	28,6	49,2	0,09	0,04	28,6	0,17	1,5	0,26	3/8
1429,1	974,2	199,1	28,9	49,2	0,09	0,04	28,9	0,17	1,5	0,26	3/8
1431,1	974,0	201,1	29,2	49,2	0,09	0,04	29,2	0,18	1,5	0,26	3/8
1433,1	973,8	203,1	29,5	49,2	0,09	0,04	29,5	0,18	1,5	0,27	3/8
1440,1	973,6	205,1	29,8	49,2	0,09	0,04	29,8	0,18	1,5	0,27	3/8
1450,1	971,4	227,1	33,0	49,2	0,10	0,05	33,0	0,20	1,5	0,30	1/2
1461,7	971,1	229,1	33,3	49,2	0,10	0,05	33,3	0,20	1,5	0,30	1/2
1468,0	970,9	231,1	33,5	49,2	0,10	0,05	33,5	0,20	1,5	0,30	1/2
1478,7	970,7	233,1	33,8	49,2	0,10	0,05	33,8	0,20	1,5	0,30	1/2
1490,3	970,5	235,1	34,1	49,2	0,10	0,05	34,1	0,20	1,5	0,31	1/2

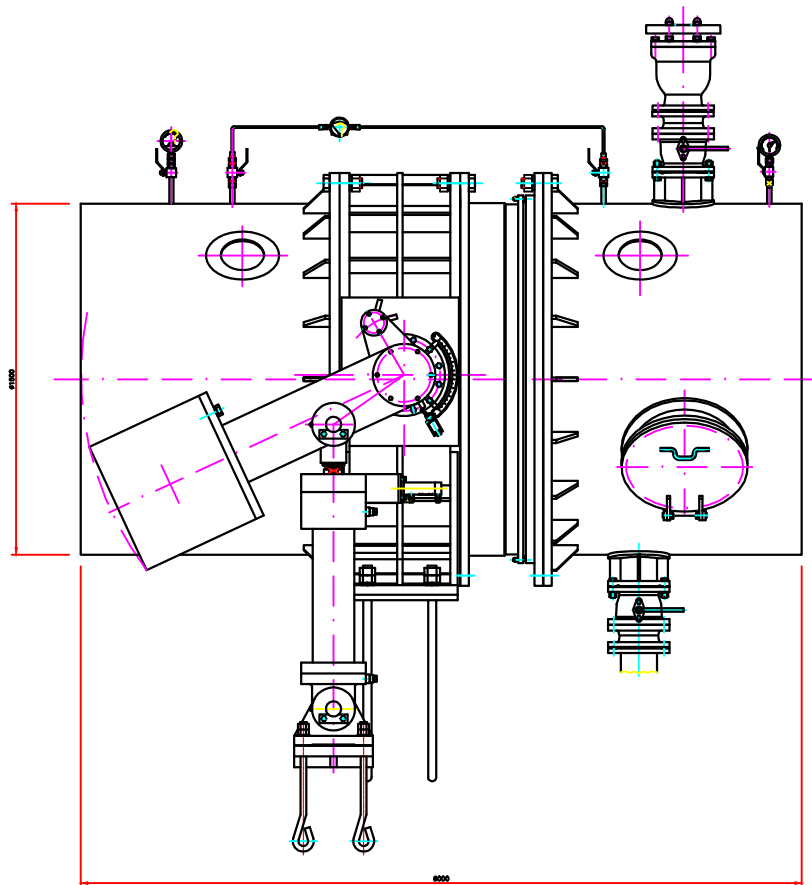
ABSCISA	COTA	Presión Pa Psi		R1 (plg)	Esf. Circun ferenci al	Esf. Longit udinal	Carga Estática	Esfuerzos circunferenc iales + estáticos	Factor de seguridad	Espesor diseñado (plg)	Espesor real (plg)
1491,8	970,3	237,2	34,4	49,2	0,10	0,05	34,4	0,21	1,5	0,31	1/2
1506,3	970,1	239,2	34,7	49,2	0,10	0,05	34,7	0,21	1,5	0,31	1/2
1527,4	969,9	241,2	35,0	49,2	0,11	0,05	35,0	0,21	1,5	0,32	1/2
1539,2	969,2	248,1	36,0	49,2	0,11	0,05	36,0	0,22	1,5	0,32	1/2
1556,6	968,8	251,7	36,5	49,2	0,11	0,05	36,5	0,22	1,5	0,33	3/4
1573,9	948,9	447,0	64,9	49,2	0,20	0,10	64,9	0,39	1,5	0,59	3/4
1590,0	938,8	546,7	79,3	49,2	0,24	0,12	79,3	0,48	1,5	0,72	3/4
1606,1	929,1	641,3	93,1	49,2	0,28	0,14	93,1	0,56	1,5	0,84	1
1614,9	923,9	693,0	100,6	49,2	0,30	0,15	100,6	0,61	1,5	0,91	1
1624,0	918,4	746,7	108,4	49,2	0,33	0,16	108,4	0,65	1,5	0,98	1
1636,3	911,0	819,2	118,9	49,2	0,36	0,18	118,9	0,72	1,5	1,07	1
1653,3	901,3	914,5	132,7	49,2	0,40	0,20	132,7	0,80	1,5	1,10	1
1668,5	901,3	914,5	132,7	49,2	0,40	0,20	132,7	0,80	1,5	1,10	1
1674,4	901,3	914,5	132,7	49,2	0,40	0,20	132,7	0,80	1,5	1,10	1
1686,7	901,3	914,5	132,7	49,2	0,40	0,20	132,7	0,80	1,5	1,10	1
1690,7	901,3	914,5	132,7	49,2	0,40	0,20	132,7	0,80	1,5	1,10	1



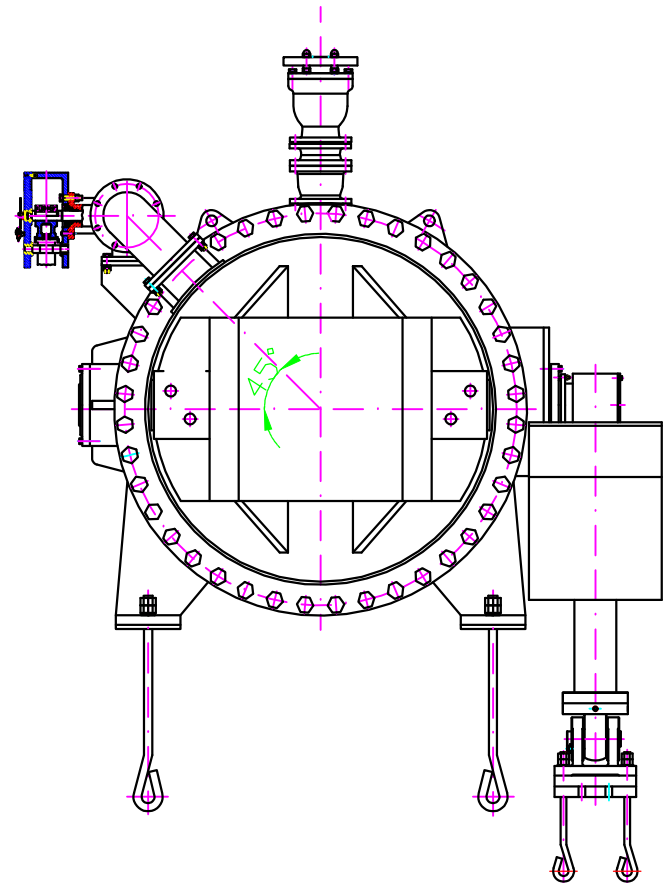
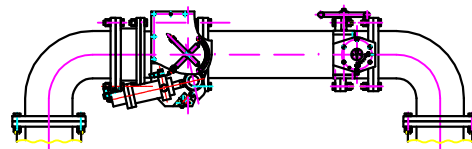
Flow



Tratamiento		Material:		Dim. brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseno:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
		Dibujo:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
		Revisio:	Ing.Salvatore Reina	
VÁLVULA MARIPOSA		Escala:	Código	Tol.Gral.:
		1:25	01.0464.	+2mm



Flow



Tratamiento		Material:		Dim. brutas:
Recubrimiento:				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Diseno:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
		Dibujo:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
		Revisio:	Ing.Salvatore Reina	
VÁLVULA MARIPOSA		Escala:	Código	Tol.Gral.:
		1:25	01.0464.	+2mm

Technical drawing of a mechanical part. The part consists of a central rectangular block with two cylindrical sections on either side. The central block has a width of 1000 and a height of 1000. The two cylindrical sections have a diameter of 1000. The total length of the part is 3000. The drawing includes dimension lines and a center line.

Technical drawing of a mechanical part. The part has a complex profile with a central hole. Dimensions are given in millimeters (mm). The overall width is 3000 mm. The overall height is 1700 mm. The central hole has a diameter of $\varnothing 70_{-0.05}^{+0.05}$. The part is divided into several sections by vertical lines. The drawing includes a top view and a side view.

Technical drawing of a cylinder with a rectangular cross-section. The drawing includes the following dimensions and construction lines:

- Top View (Plan View):** A rectangle with a total width of 7000 and a height of 1000. The width is divided into three equal segments of 1600, 2000, and 1600. The height is divided into two equal segments of 500 each.
- Front View (Elevation View):** A rectangle with a total width of 7000 and a height of 1000. The width is divided into three equal segments of 1600, 2000, and 1600. The height is divided into two equal segments of 500 each.
- Construction Lines:** A horizontal centerline (dashed line) and a vertical centerline (dashed line) intersect at the center of the rectangle. The vertical centerline is labeled 'B' at the top and 'A' at the bottom. The horizontal centerline is labeled 'A' at the left and 'B' at the right.
- Labels:** The text "ANCLAJE №.5" is written in blue at the top center of the drawing.

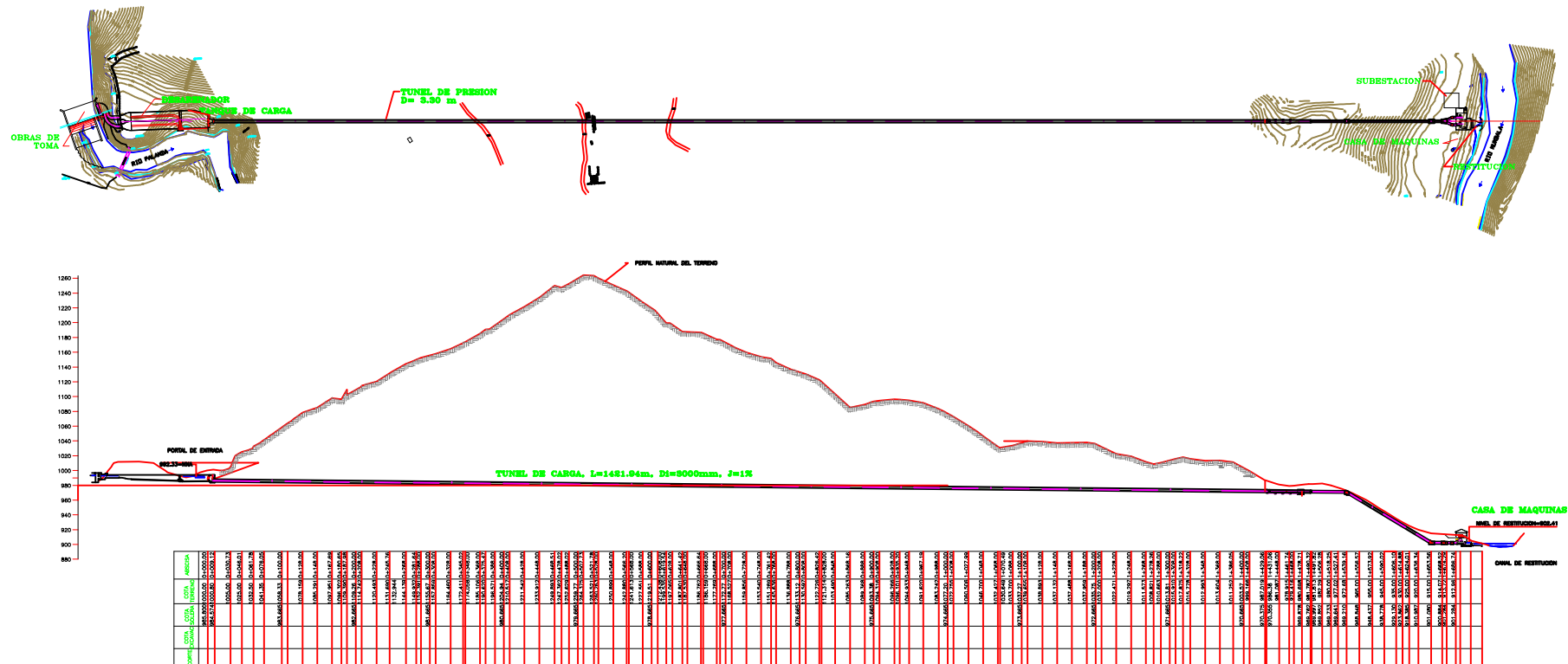
Technical drawing of a mechanical part, likely a shaft or pipe, showing dimensions in millimeters (mm). The drawing includes a side view and a cross-sectional view.

Dimensions:

- Overall length: 8000 mm
- Overall diameter: $\varnothing 1600$ mm
- Section 1 (left): Length 1000 mm, Diameter $\varnothing 1600$ mm.
- Section 2: Length 3000 mm, Diameter $\varnothing 1600$ mm.
- Section 3: Length 3000 mm, Diameter $\varnothing 1600$ mm.
- Section 4: Length 1300 mm, Diameter $\varnothing 1600$ mm.
- Section 5 (right): Length 800 mm, Diameter $\varnothing 1600$ mm.

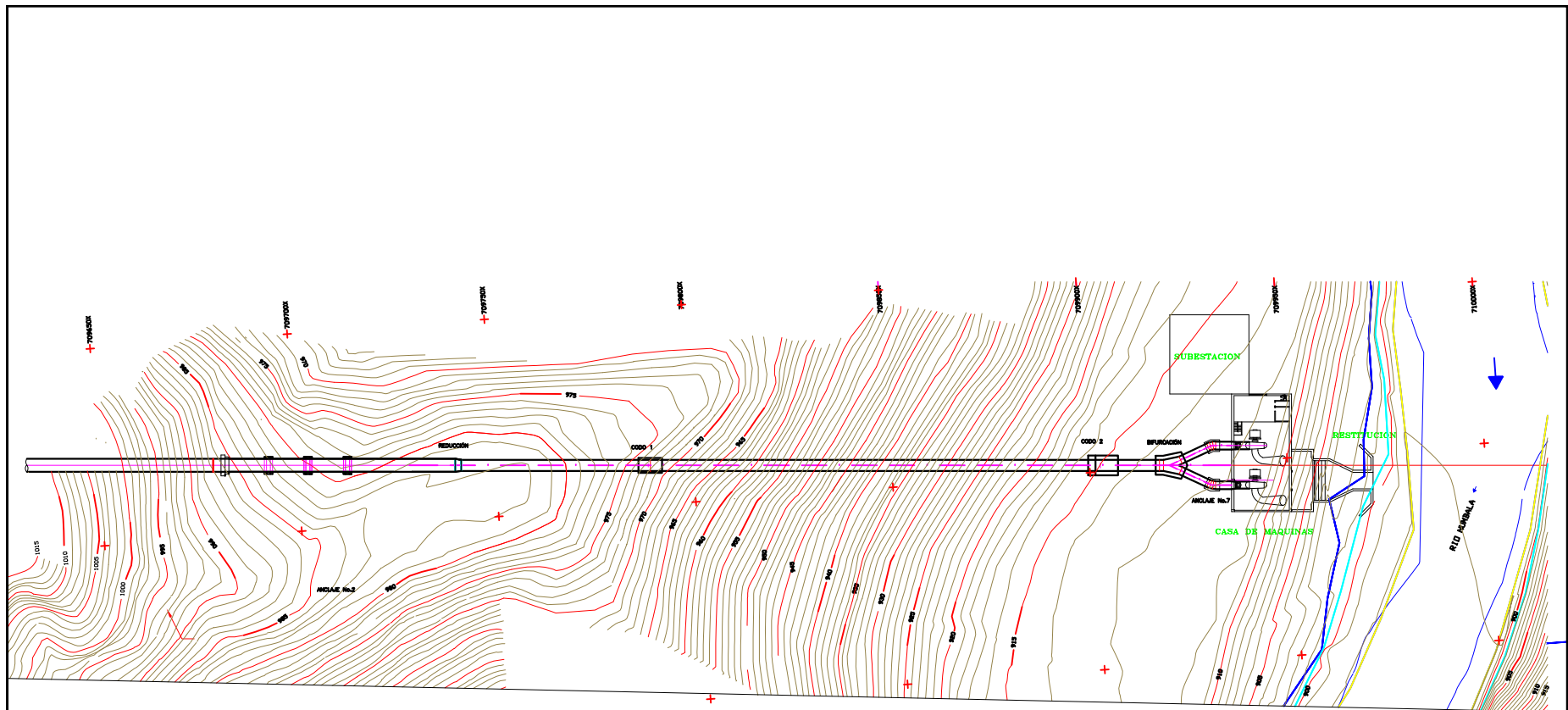
The drawing also shows a cross-sectional view of the part, indicating a hollow structure with a central bore.

Tratamiento		Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:		31/01/2015
			Dibujó:		31/01/2015
			Revisó:		
DETALLE DE UNIONES		Escala: 1:50	Código	01.0464.	
				Tol.Gral.: +2mm	

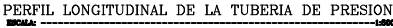


PERFIL LONGITUDINAL DEL PROYECTO

Tratamiento		Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	diseño:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
			dibujo:	Mena Santiago/Mena Daniel	31/01/2015
			Revisó:	Ing. Salvatore Reina	
IMPLANTACIÓN DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN		Escala: 1:2600	Código:	01.0464.	Tol. Gral.: +2mm



Tratamiento		Material:	Dim. brutas:
Recubrimiento:			
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	UPS	diseño:	Mena Santiago/Mena Daniel 31/01/2015
		dibujo:	Mena Santiago/Mena Daniel 31/01/2015
		Revisó:	Ing. Salvatore Reina
TUBERIA DE PRESIÓN	Escala: 1:500	Código	01.0464.
			Tol. Gral.: +2mm



Tratamiento:		Material:		Dim. brutas:	
Recubrimiento:					
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		UPS	Diseño:		Mena Santiago/Mena Daniel
			Dibujo:		Mena Santiago/Mena Daniel
			Revisó:		Ing.Salvatore Reina
TUBERIA DE PRESIÓN		Escala: 1:500	Código	01.0464,	Tol.Gral.: +2mm